



N° d'ordre : 2013-18-TH

SUPELEC

ECOLE DOCTORALE STITS

« Sciences et Technologies de l'Information des Télécommunications et des Systèmes »

THÈSE DE DOCTORAT

DOMAINE : STIC

Spécialité : Automatique

Soutenue le 8 Octobre, 2013

par :

Donovan Manuel ESQUEDA MERINO

**Contrôle / Commande Avancé pour l'Optimisation du Confort Thermique
d'un Véhicule Electrifié**

Directeur de thèse :	Didier DUMUR	Professeur (Supélec)
Co-encadrant de thèse :	Emmanuel GODOY	Professeur (Supélec)
Co-encadrante de thèse :	Alexandra DUBRAY-DEMOL	Docteur (Renault)

Composition du jury :

<i>Président du jury :</i>	Frédéric KRATZ	Professeur (ENSI de Bourges)
<i>Rapporteurs :</i>	Michel BASSET	Professeur (ENSISA Lumière)
	Xuefang LIN-SHI	Professeur (INSA de Lyon)
<i>Examineurs :</i>	Frédéric BOUILLAUT	Professeur (LGEP)
	Nicolas LANGLOIS	Docteur HDR (ESIGELEC / IRSEEM)
<i>Membres invités :</i>	Ahmed KETFI-CHERIF	Docteur (Renault)

“The need to create is a drive that lies deep within each of us. We all strive to build empires, whether of stone or people or words. Empires we hope will survive us. In the end, though, each of us must necessarily leave our creations behind. All we can hope for is to also leave behind a worthy successor to continue our work. Or who can at least maintain it for a season.”

–Timothy Zahn, *Choices of One*

REMERCIEMENTS

A PhD thesis gathers the research work done by an individual on a specific subject through several years. However, in reality, is hardly the work of just one person. That is why I would like to take some space of this document to thank all the people who, in one way or another, supported me to make it happen.

Tout d'abord, je veux remercier mes encadrants Madame Alexandra Dubray-Demol, Monsieur Emmanuel Godoy et Monsieur Didier Dumur pour leur soutien permanent et leur patience ainsi que pour m'avoir guidé pendant ces trois ans. Leur sagesse m'a appris beaucoup, ce qui me sera utile à la fois pour mon métier et pour la vie en général. Et certainement c'est surtout grâce à eux que j'ai pu mener à bien ces travaux de thèse. Pour cela, je leur en serai toujours très reconnaissant.

Je tiens à remercier également Madame Xuefang Lin-Shi et Monsieur Michel Basset pour le temps dédié à ma thèse en tant que rapporteurs. Leur précieux retour m'a permis d'assurer que la qualité de mon mémoire de la thèse satisfasse les besoins exprimés pour mériter le grade de docteur. Mes remerciements vont également à Monsieur Frédéric Bouillaut, Monsieur Nicolas Langlois et Monsieur Frédéric Kratz pour avoir fait partie de mon jury de thèse.

Côte Renault, je tiens à remercier Guillermo Pita-Gil qui, il y a trois ans, m'a présenté l'opportunité de faire cette thèse et qui m'a motivé et conseillé depuis. Je remercie également Monsieur Samuel Crégut, Monsieur Stéphane Guegan et Monsieur Ahmed Ketfi-Cherif pour m'avoir accueilli dans leurs équipes et m'avoir fourni les conditions nécessaires au bon déroulement de ma thèse.

Un grand merci à tous mes collègues qui ont rendu très agréable mon passage chez Renault : Philippe, Michel, Sophie, Maud, Sofiane, Christine, Catherine, Karima, Javier, Hugo, Sylvain, Claire, Yingda, Thomas, Cédric, Marc, Jean-Marie, Ana-Lucia, Nicolas, Charbel, Maxime, Giovanni, Laurent, Mohamad, et tous les autres.

Côte Supélec, je tiens à remercier le chaleureux accueil de tous les professeurs du département automatique, mais plus particulièrement Monsieur Dominique Beauvois, Monsieur Gilles Duc et Monsieur Sorin Olaru pour leurs conseils dans leur domaine d'expertise.

Je remercie également toutes et tous mes collègues doctorant(e)s à Supélec. Merci à Nikola, Gilbert et Germán pour toutes ces discussions techniques et philosophiques autour d'un café ou d'un verre, qui m'ont apporté des idées utiles pour la thèse comme dans la vie.

Words are not enough to thank my parents and my sister, who have always kept me on the right track and supported me under any situation. The trust you have put on

me motivates me to carry on your wayward and keep on aiming high. Same goes to my wife and best friend Louise, who can always put a smile on me even at the hardest times. Your love and understanding helped me out a lot during these years.

I'd like to thank as well the "new members" of my family (Gabriel, Kala, Clémence, Patricia, Renaud & Joëlle) for also being a great support for me during these years, as well as all the other members of the Esqueda, Merino, Lagache & Nony families.

Je tiens à remercier aussi tous les amis qui ont rendu mon séjour en France inoubliable: Adrián, Alejandra, Ahuatzi, Orianne, Avelino, Dilnoza, César, Aurora, Fernand, Bianca, Erika, Maud, Rara, Edouard, Ali, Joan, Djalil, Marija, Emma, Eglentyne, BJ, Amanda, Solenn, Bertrand, Irène, Nico, Raphaële, Morgane, Yanina, Javi, Lucía 1 & 2, Jorge Luis, Meena, Denis, Alfonso et Junior. J'espère que l'amitié continuera longtemps par la suite.

And I'd like to thank all those friends around the globe where time & distance has not been an issue to keep strong our friendship: Omar, Memo, Isra, Aldo, Werito, Rubén, Chilanga, Nyds, Jaz, Båbs, Gerry, Anna, Eli, Grego, Edu, Fabián, Edd, Catcher, Mayra, David, Karla, Palos, Mike, Vera, Andy, James, Diego, Katja, Oli, Tavo, Erick, Richard, Joseph, Pete...

Last but not least, I'd like to thank God for always putting in my path great opportunities to improve myself as a person and as an engineer.

-A mi familia y amigos... ustedes confien

TABLE DES MATIERES

Nomenclature et Avant-Propos

Indices.....	v
Notations	vi
Avant-Propos	ix

Introduction

1 Contexte des Véhicules Electriques	1
1.1 Gamme Zéro Emission	2
1.2 Le problème persistant de l'autonomie de la batterie	3
2 Motivation.....	4
2.1 Le confort thermique.....	4
2.1.1 Le confort des passagers.....	5
2.1.2 Systèmes thermiques utilisés dans les véhicules à moteur thermique	7
2.1.3 Systèmes thermiques utilisés dans les véhicules à moteur électrique	9
3 Structure de la thèse.....	11

Systèmes à Compression de Vapeur

1 Introduction	13
2 Fonctionnement	14
3 Classification des Systèmes	18
4 Principaux Organes	19
4.1 Compresseur	19
4.1.1 Généralités.....	19
4.1.2 Types de compresseur	20
4.2 Détendeur	23
4.2.1 Généralités.....	23
4.2.2 Types de détendeur	23
4.3 Échangeurs de chaleur	25
4.3.1 Généralités.....	25
4.3.2 Types d'échangeurs de chaleur par rapport à leur positionnement	25
4.3.3 Types d'échangeurs de chaleur par rapport à leur architecture / technologie.....	26
4.4 Réfrigérant	28
4.4.1 Généralités.....	28
4.4.2 Types de réfrigérant	29
4.5 Éléments additionnels.....	30
4.5.1 Vannes et Tuyaux	30
4.5.2 Accumulateur/Réservoir	30
4.5.3 Pompes et ventilateurs	31
4.5.4 Boucles thermiques externes (à eau)	31
5 État de l'Art : Modélisation et Commande des Systèmes à Compression de Vapeur	31
5.1 Modélisation thermique	32
5.1.1 Les fluides	33
5.1.2 Le compresseur et le détendeur	34
5.1.3 Les échangeurs de chaleur	36
5.2 Techniques pour la modélisation orientée commande et la commande.....	37
5.2.1 Modèles du premier ordre / non-physiques	39
5.2.2 Modèles du premier ordre / physiques	40
5.2.3 Modèles « boîte noire ».....	41
5.2.4 Modèles physiques à paramètres localisés.....	43
5.2.5 Modèles physiques à frontière mobile	43

5.2.6	Modèles à volume fini discrétisés	48
6	Description du système.....	48
7	Conclusion du chapitre	52

Modélisation des Systèmes Thermiques

1	Introduction	53
2	Démarche générale pour la Modélisation.....	54
2.1	Pompe à Chaleur	56
2.1.1	Besoins et démarche	58
2.1.2	Hypothèses	60
2.1.3	Approche Semi-Physique	61
2.2	CTP	81
2.3	Habitacle	82
2.3.1	Besoins et démarche	85
2.3.2	Hypothèses	86
2.3.3	Approche Physique.....	88
2.4	HVAC.....	92
2.4.1	Généralités.....	92
2.4.2	Architecture	93
2.4.3	Modélisation	96
3	Identification et validation des paramètres	98
3.1	Essais disponibles	99
3.2	Stratégie d'identification et validation.....	101
3.2.1	Analyse des résultats	101
3.2.2	Définition d'un plan d'essais pour d'autres systèmes similaires	109
4	Conclusion du chapitre	110

Commande d'une Pompe à Chaleur

1	Introduction	111
2	Modélisation pour la commande.....	113
2.1	Définition des scénarios pour la commande	114
2.2	Linéarisation du modèle complet de la PAC.....	114
3	Synthèse de la loi de commande : Cahier de charges	117
4	Commande en Régime du Compresseur	119
4.1	Réglage d'un régulateur PI	119
4.2	Structure pour la prise en compte de contraintes.....	120
4.2.1	Régulateur PI modifié	121
4.2.2	Régulateur H_{∞}	128
4.2.3	Sensibilité de l'approche entre l'erreur sur la température de l'air et le dépassement des contraintes	140
4.2.4	Discretisation des correcteurs.....	141
4.3	Résultats en simulation MIL	143
5	Pilotage du groupe motoventilateur (GMV).....	146
5.1	Régulation de la vitesse du GMV de façon proportionnelle au régime compresseur.....	147
5.2	Régulation de la vitesse du GMV D'un point de vue débit minimum	148
5.3	Validation des algorithmes.....	152
6	Conclusion du chapitre	154

Supervision / Optimisation Energétique

1	Introduction	155
2	Définition du problème.....	156
2.1	Objectif de la supervision.....	156
2.2	Problématique hybride	157
3	Optimisation hors-ligne.....	158

3.1	Domaine de recherche : contraintes de la commande et de l'état du système	160
3.2	Hypothèses de modélisation	162
3.3	Modélisation simplifiée.....	163
3.3.1	Modélisation en temps continu	163
3.3.2	Modélisation en temps discret.....	167
3.4	Définition du problème.....	174
3.5	Sensibilité des paramètres	177
3.5.1	Coefficient de Pondération	177
3.5.2	Horizon / pas d'échantillonnage.....	179
3.5.3	Taille du système	180
3.6	Résultats de la simulation MIL.....	181
3.7	Autres Problématiques	186
3.7.1	Positionnement des CTP	186
3.7.2	Air recyclé	189
4	Optimisation en-ligne.....	191
4.1	Propositions pour une solution temps réel	192
4.1.1	Adaptation des Résultats hors-ligne	192
4.1.2	Algorithme en-ligne	193
4.2	Résultats de la simulation MIL.....	197
5	Conclusions du chapitre	201

Conclusions et Perspectives

1	Conclusion Générale	203
2	Perspectives	206

Annexes et Bibliographie

Annexe A : Méthodes pour l'estimation de la Puissance Thermique Echangée dans les Echangeurs de Chaleur	
Méthode DTLM	209
Méthode d'efficacité-NUT	211
Annexe B : Modèle linéaire pour la Commande.....	
État 1 : Régime du compresseur.....	213
État 2 : Pression du réfrigérant sortant du compresseur.....	214
État 3 : Température du réfrigérant sortant du compresseur.....	214
État 4 : Température de l'eau entrant à l'aérotherme	215
État 5 : Pression du réfrigérant sortant du détendeur.....	218
Bibliographie	219

Nomenclature et Avant-Propos

INDICES

<i>air</i>	Air
<i>aero</i>	Aérotherme
<i>aece</i>	Aérateurs Centraux
<i>aepd</i>	Aérateurs Pieds
<i>asec</i>	Air Sec
<i>asat</i>	Air Saturé
<i>c</i>	Coupure
<i>Carnot</i>	Cycle de Carnot
<i>chd</i>	Chaud
<i>comp</i>	Compresseur
<i>cond</i>	Condenseur
<i>CTP</i>	Coefficient de Température Positif
<i>d</i>	Perturbation
<i>dem</i>	(Valeur) Demandée
<i>det</i>	Détendeur
<i>diph</i>	Diphase
<i>dsch</i>	Désurchauffe
<i>dyn</i>	Dynamique
<i>e</i>	Erreur
<i>eau</i>	Eau
<i>echadv</i>	Echange par advection
<i>echcond</i>	Echange par conduction
<i>echconv</i>	Echange par convection
<i>echray</i>	Echange par rayonnement
<i>ent</i>	Entrant
<i>env</i>	Environnement
<i>evap</i>	Évaporateur
<i>eq</i>	Équivalent
<i>ext</i>	Extérieure
<i>extrac</i>	Extracteur d'air
<i>f</i>	Filtre
<i>fen</i>	Fenêtres
<i>fin</i>	Finale
<i>frd</i>	Froide
<i>fris</i>	Frises d'aération
<i>GMV</i>	Groupe Moto-Propulseur
<i>gs</i>	Gaz saturé
<i>i</i>	Intégral
<i>init</i>	Initial
<i>int</i>	Intermédiaire
<i>is</i>	Isentropique
<i>lm</i>	Logarithmique moyenne (pour une différence de températures)
<i>ls</i>	Liquide saturé
<i>lun</i>	Lunette arrière
<i>min</i>	Minimum
<i>mix</i>	Mixage
<i>max</i>	Maximum
<i>opt</i>	Optimisation
<i>p</i>	Proportionnel
<i>PAC</i>	Pompe à Chaleur

Nomenclature

<i>pb</i>	Parebrises
<i>ray</i>	Rayonnement
<i>recy</i>	Prises de recyclage
<i>ref</i>	Réfrigérant
<i>réel</i>	Cycle réel
<i>sat</i>	Saturation
<i>sch</i>	Surchauffe
<i>sp</i>	Consigne
<i>sr</i>	Sous-réfrodissement
<i>sort</i>	Sortant
<i>th</i>	Thermique
<i>u</i>	Commande
<i>vveh</i>	Vitesse du véhicule
<i>vol</i>	Volumétrie
<i>z</i>	Sorties à minimiser par la commande H_{∞}

NOTATIONS

A	Matrice d'état	-
B	Matrice de commande	-
C	Matrice de mesures	-
<i>C</i>	Capacité thermique	kJ K^{-1}
<i>Cp</i>	Chaleur spécifique à pression constant	$\text{kJ kg}^{-1} \text{K}^{-1}$
<i>Cyl</i>	Cylindrée	$\text{m}^3 \text{tr}^{-1}$
<i>d</i>	<i>Longueur d'un tuyau ou canalisation</i>	<i>m</i>
d	Perturbations	-
D	Matrice d'action directe	-
<i>e</i>	Erreur	-
<i>E</i>	Energie	kJ
E	Matrice des contraintes d'état	-
f	Vecteur de perturbations	-
<i>h</i>	Enthalpie	kJ kg^{-1}
<i>H</i>	Coefficient de transfert thermique par convection	$\text{kW m}^{-2} \text{K}^{-1}$
<i>I</i>	Inertie thermique	kW K^{-1}
<i>J</i>	Critère d'optimisation	-
J	Matrice jacobienne	-
<i>k</i>	Coefficient de conductivité thermique	$\text{kW m}^{-1} \text{K}^{-1}$
K	Gain (pour les modèles de premier ordre et les régulateurs)	-
<i>K</i>	Coefficient d'orifice	kg m^{-3}
<i>l</i>	Distance	<i>m</i>
L	Matrice des contraintes d'entrée	-
<i>m</i>	Masse	kg
M	Matrice définissant la borne supérieure des contraintes	-
n	Instant courant du temps	-
<i>N</i>	Horizon de l'optimisation	-
<i>O</i>	Ouverture	%
<i>p</i>	Variable de Laplace	-
<i>P</i>	Pression	MPa
P	Matrice de pondération pour le coût final (optimisation)	-
<i>q</i>	Humidité spécifique	-
<i>Q</i>	Puissance calorifique	kW
Q	Matrice de pondération pour les états (optimisation)	-
<i>R</i>	Résistance	Ω
R	Matrice de pondération pour les entrées (optimisation)	-

Nomenclature

s	Entropie	$\text{kJ kg}^{-1} \text{K}^{-1}$
S	Surface de section transversale	m^2
sp	Consigne	-
t	Temps	s
T	Température	$^{\circ}\text{C}$
u	Variables de commande	-
U	Tension	V
U	Vecteur des variables optimales	-
V	Volume	m^3
w	Bruit de mesure	-
W	Puissance électrique	kW
x	Variable d'état	-
x	Rapport liquide-gaz	%
y	Sorties du système	-
z	Sorties à minimiser par la norme H_{∞}	-
α	Paramètre simplifiés permettant de regrouper plusieurs autres	-
β	Coefficient de pondération pour l'optimisation	-
γ	Paramètre permettant de borner la norme infinie	-
Γ	Coefficient globale d'échange de chaleur	kW K m^{-2}
δ	Différence d'une variable par rapport à son point d'équilibre	-
Δ	Différence entre deux variables	-
ε	Emissivité	-
ϵ	Efficacité	-
η	Rendement	-
ξ	Sortie pour les filtres (synthèse H_{∞})	-
ρ	Masse volumique	kg m^{-3}
σ	Constante de Stefan-Boltzmann	$5,67 \times 10^{-11} \text{ kW m}^{-2} \text{K}^{-4}$
τ	Constante du temps	s
ω	Régime	tr min^{-1}
ω	Pulsation	rad s^{-1}

AVANT-PROPOS

Les travaux effectués lors de cette thèse, exposés dans ce mémoire, ont donné lieu à trois publications lors des congrès internationaux avec actes :

Conférences internationales avec actes

- D. Esqueda Merino, A. Dubray-Demol, D. Dumur, E. Godoy, « Control-oriented model of a reversible heat pump for electric vehicles », IEEE International Electric Vehicles Conference, Greenville, Caroline du Sud, Etats-Unis, mars 2012.
- D. Esqueda Merino, A. Dubray-Demol, E. Godoy, D. Dumur, « Advanced Control Structure for an Automotive Heat Pump System with Security Constraints », IFAC Joint Conference: 5th Symposium on System Structure and Control, 11th Workshop on Time-Delay Systems & 6th Workshop on Fractional Differentiation and Its Applications, Grenoble, France, février 2013.
- D. Esqueda, A. Dubray-Demol, S. Olaru, E. Godoy, D. Dumur, « Energetic Optimization of Automotive Thermal Systems using Mixed-Integer Programming and Model Predictive Control ». IEEE Multi-Conference on Systems and Control, Hyderabad, Inde, août 2013.

Communications sans actes

- D. Esqueda Merino, A. Dubray-Demol, D. Dumur, E. Godoy, « Modélisation des Systèmes Thermiques dans les Véhicules Electriques », Journée des doctorants Renault, juillet 2012.

Brevets

Ces travaux de recherche ont fait l'objet de deux brevets, portant sur les stratégies de commande pour les actionneurs de la pompe à chaleur, et un troisième brevet, portant sur des techniques d'optimisation embarquables pour la pompe à chaleur et des thermistances.

Chapitre I. Introduction

1 CONTEXTE DES VÉHICULES ELECTRIQUES

Les intérêts des véhicules électriques sont multiples : pas d'émissions nocives (polluants), faible bruit lors du roulage par exemple. Cependant, même si ces propriétés sont actuellement d'actualité, ces véhicules possèdent également des points faibles tels que le temps de recharge et le besoin d'une infrastructure adaptée pour la charge qui limitent leur développement de masse. Des efforts sont actuellement effectués depuis plusieurs années pour les surmonter et le travail de cette thèse s'inscrit dans cette démarche. L'objectif de ce travail est de proposer des solutions dans le domaine de la commande et de l'optimisation de la consommation énergétique du système de gestion du confort thermique pour des véhicules électrifiés, tout en assurant le niveau de prestation souhaité.

L'histoire des véhicules électriques remonte aux années 1830, avec des essais expérimentaux de moteurs électriques montés sur des chariots. Les premiers transports utilisant cette technologie ont été des locomotives et tramways. Même si l'on note quelques tentatives pour produire des voitures électriques, elles ont dû attendre le développement des batteries vers la fin du XIX siècle pour devenir crédibles.

Ces voitures ont représenté une rupture dans la façon de se déplacer, mais leur autonomie restait très limitée. Dès lors, l'introduction du premier véhicule à moteur thermique en 1908 (le Ford T) a permis de remédier à ce problème.

Dans les années 1920, on comptait déjà plusieurs centaines de milliers de voitures électriques vendues. Cependant, l'amélioration des véhicules à moteur thermique, ainsi que la baisse des prix du pétrole, ont garanti le succès de ces véhicules à moteur thermique comparativement à la motorisation électrique. De plus, l'expansion des véhicules à moteur thermique a été soutenue par la révolution industrielle.

En conséquence, les véhicules électriques ont été longtemps oubliés par la plupart des constructeurs automobiles (en dépit de certaines tentatives de les réintroduire sur le marché). Jusqu'à présent, ces véhicules n'ont jamais réussi à prendre le dessus sur le marché mondial de l'automobile par rapport à ses concurrents à moteur thermique. Récemment, les normes relatives à l'émission de polluants, ainsi que la forte diminution des réserves pétrolières dans le monde, le développement des batteries lithium, permettent d'envisager les véhicules électriques comme des candidats potentiels pour remplacer ceux à moteur thermique.

Il paraît dès lors réaliste d'envisager un nouvel essor des véhicules électriques et hybrides, encouragé par plusieurs gouvernements dans le monde. Par exemple,

(Mosquet & Gerrits, 2011) projettent pour 2020 que les véhicules électrifiés occuperont 28 à 31% des ventes totales de voitures en Europe et 10 à 15% des ventes en Amérique du Nord. Cela explique que les plus importants constructeurs automobiles ont inclus récemment des véhicules électrifiés dans leurs gammes respectives.

1.1 GAMME ZÉRO EMISSION

Le constructeur automobile Renault poursuit depuis 1995 une politique respectueuse de l'environnement, incluant diverses stratégies minimisant l'impact sur l'environnement de ses véhicules dans toutes les phases de vie.

Depuis 2008, Renault a mis en place une forte stratégie de marché cherchant à produire des véhicules garantissant la non-production d'émissions nocives à l'environnement. Ainsi, dans cette gamme Zéro Emissions (Z.E.) que l'entreprise a lancée sur le marché, figurent quatre véhicules complètement électriques pour 2012 : Kangoo Z.E., Fluence Z.E., Twizy et Zoé (Figure 1.1).



Figure 1.1. Kangoo Z.E. (haut-gauche), Fluence Z.E. (haut-droite), Twizy (bas-gauche) et Zoé (bas-droite). [Source : Site Renault]

Même si ces quatre véhicules ne sont pas les premières voitures électriques que cette marque a développées, ils correspondent à ses premiers « véhicules série » ayant pour objectif de remplacer les concurrents thermiques au fur et à mesure. En effet, les innovations développées dans cette gamme de véhicules permettront dans l'avenir d'« électrifier » d'autres véhicules existants de la marque (comme c'était déjà le cas de la Fluence et la Kangoo), ainsi que de produire des véhicules complètement nouveaux conçus comme un véhicule électrique à part entière et non comme un véhicule thermique modifié pour s'adapter et inclure une motorisation électrique.

1.2 LE PROBLÈME PERSISTANT DE L'AUTONOMIE DE LA BATTERIE

Dans les véhicules électriques (utilisant une batterie comme source énergétique), le rendement d'énergie utilisée par rapport à l'énergie consommée est largement supérieur à celui d'un moteur thermique. En dépit de cela, la capacité de stockage d'énergie dans cette classe des voitures électriques est très inférieure à ses concurrents thermiques¹. Cela explique que l'autonomie de la batterie reste l'une des problématiques principales de ces véhicules.

En effet, l'autonomie de la batterie semble être depuis longtemps l'une des principales barrières pour les acheteurs potentiels de ces véhicules, ainsi que les temps de recharge (Chéron & Zins, 1997). Ces deux facteurs pris ensemble rendent ces véhicules peu efficaces pour de longs trajets, par exemple, dans un parcours entre deux villes distantes².

Pour résoudre le problème de la recharge, des stratégies incluant l'utilisation de bornes spéciales « haute puissance », ainsi que le remplacement de batteries vides pour des batteries pleines (« quick drop ») sont développées. Parallèlement, le problème de l'autonomie est abordé avec deux types de stratégies : celles visant à stocker plus d'énergie³ dans la batterie et celles visant à réduire la consommation énergétique des différents organes (particulièrement ceux non liés au groupe motopropulseur).

¹ L'énergie spécifique des véhicules à moteur thermique, c'est-à-dire l'énergie par unité de masse, peut être jusqu'à 300 fois celle des batteries électriques. (Larminie & Lowry, 2012).

² En effet, une réduction de l'autonomie de la batterie peut augmenter également l'anxiété des passagers pendant la conduite, ce qui peut devenir dangereux.

³ Par exemple, en améliorant la technologie des batteries ou avec l'aide de sources d'énergie supplémentaires.

2 MOTIVATION

Cette thèse repose sur le dernier axe de solutions au problème de l'autonomie de la batterie : la réduction de la consommation énergétique de certains organes. Nous verrons par la suite que l'une des prestations les plus gourmandes en termes énergétiques après la traction est le confort thermique. Cette prestation est devenue essentielle, aussi est-il nécessaire de la garantir tout en diminuant son niveau d'énergie consommé.

En parallèle des travaux de cette thèse, un projet de recherche industrielle en collaboration avec Renault a été mené. Le projet VEGA THOP⁴ a développé deux démonstrateurs véhicule avec plusieurs innovations (éléments chauffants dans l'habitacle, matériaux isolants, etc.). L'objectif du projet est également de réduire la consommation énergétique due au confort thermique. Les développements correspondent surtout à des innovations technologiques. Ainsi, cette thèse complète ce projet avec des propositions alternatives pour la commande et la supervision.

2.1 LE CONFORT THERMIQUE

La prestation « confort thermique » est l'une des prestations les plus courantes dans l'automobile. Pourtant, la façon selon laquelle chaque modèle de voiture assure cette prestation est différente. L'efficacité de cette prestation dépend des dimensions de l'habitacle, des actionneurs incorporés dans la voiture, des matériaux, mais également des personnes à l'intérieur (tant pour le niveau de perception que la modification de l'environnement thermique).

Les besoins de cette prestation ont évolué au cours de temps. D'une part, des normes telles que celles données par (ASHRAE, 2004) imposent des conditions environnementales minimales à satisfaire pour le confort et la sécurité des passagers⁵, d'autre part, les acheteurs des véhicules attendent une bonne prestation de confort thermique quelles que soient les conditions extérieures. Pour ces raisons, cette prestation est devenue incontournable.

Cependant, dans les véhicules électriques, le confort thermique peut être responsable d'une forte diminution de l'autonomie du véhicule. A titre d'exemple, la

⁴ Véhicule Electrique à Grande Autonomie / Système de Gestion Thermique Optimisé du Confort Habitacle et de la Chaîne de Traction.

⁵ Cette prestation permet par ailleurs également de réduire la fatigue du conducteur et d'améliorer sa visibilité de la route.

figure 1.2 compare la puissance électrique moyenne nécessaire au roulage d'un véhicule électrique avec celle nécessaire pour la prestation confort thermique pour plusieurs valeurs de la température extérieure. Sachant que la prestation du confort thermique doit être assurée de façon continue, cette image instantanée peut fournir une bonne idée des exigences énergétiques induites.

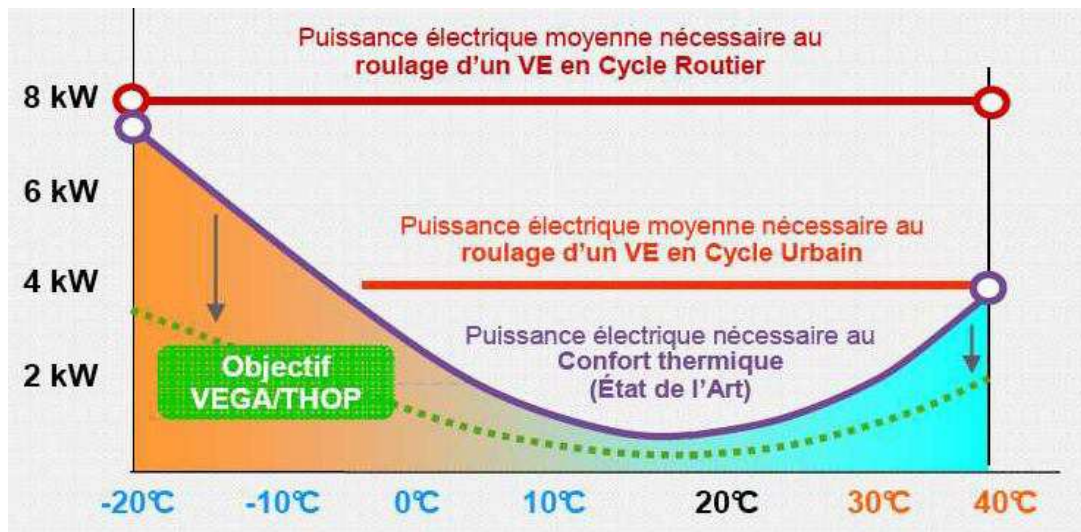


Figure 1.2. Courbes représentant des valeurs de puissance électrique typiques pour garantir la prestation du confort thermique en comparaison avec la puissance moyenne nécessaire pour le roulage. [Source : Site Ademe]

2.1.1 LE CONFORT DES PASSAGERS

La notion du confort d'un individu est plus complexe qu'elle n'y paraît. En effet, elle dépend de plusieurs variables internes et externes à l'individu. Par exemple, dans (McDowall, 2006), nous retrouvons un modèle de confort avec six variables externes : les conditions thermiques, la qualité de l'air, l'acoustique, l'illumination, les aspects physiques de l'espace entourant l'individu, ainsi que son environnement psychosocial.

Parmi elles, seules les conditions thermiques et la qualité de l'air peuvent être manipulées de façon constante dans l'habitacle des voitures (il est éventuellement possible d'agir sur l'illumination et l'acoustique). Régler la qualité de l'air consiste à éviter que les gaz nocifs⁶ dépassent certains seuils de sécurité, à l'aide de la

⁶ Tels que le CO, CO₂, NO₂.

régulation d'air neuf/recyclé. Cependant, assurer le confort thermique de tous les passagers n'est pas une tâche simple car la perception du confort peut dépendre de chaque individu.

Ainsi, l'ASHRAE⁷ donne la définition suivante pour le confort thermique : « l'état d'esprit d'un individu qui exprime satisfaction avec l'environnement thermique, et est évalué de façon subjective ». Ainsi, l'échelle la plus utilisée pour définir le confort thermique contient sept ensembles flous, avec des valeurs comprises entre -3 (très froid) et 3 (très chaud).

Avec l'introduction de cette échelle, (Fanger, 1970) a également donné une équation permettant d'obtenir un « vote moyen prévisible » (PMV) en fonction de six variables physiologiques : niveau d'activité de l'individu (métabolisme), isolation des vêtements, température de l'air, température due au rayonnement du soleil, humidité et débit de l'air. Donc, pour réussir un niveau de confort optimal dans l'habitacle, les conditions de température et d'humidité doivent être réglées pour produire un PMV égal à 0.

Néanmoins beaucoup d'autres facteurs peuvent avoir une influence sur le confort thermique d'un individu. Par exemple, la disposition et le nombre de récepteurs nerveux sensibles au froid et au chaud dans l'être humain sont responsables d'une sensibilité plus ou moins importante à percevoir le froid. De ce fait même, le ressenti des températures diffère d'une zone du corps à l'autre et peut varier avec l'âge de l'individu (Guergova & Dufour, 2010).

De plus, des variables dynamiques affectent également le confort thermique : le temps d'adaptation (temps que met l'individu à entrer en équilibre avec l'environnement du fait de sa propre inertie thermique), la nature des transitions de température et du débit d'air (c'est-à-dire si le sujet est exposé à des changements brusques de température ou du débit d'air, ou à des variations plus douces), et même les attentes thermiques liées à l'environnement⁸ (McDowall, 2006).

Ainsi, pour pouvoir gérer le confort de l'habitacle, nous retrouvons des composantes passives et actives. Les premières se réfèrent surtout aux matériaux utilisés pour maintenir l'habitacle bien isolé par rapport à l'extérieur du véhicule. En revanche, les composantes actives permettent de faire évoluer les conditions thermiques à l'aide de divers actionneurs.

Il est important de noter cependant que les véhicules à moteur électrique et à moteur thermique partagent certains de leurs actionneurs thermiques mais pas la totalité.

⁷ Société Américaine des Ingénieurs en Chauffage, Réfrigération et Climatisation.

⁸ Par exemple, une personne à l'intérieur d'un bâtiment peut supposer que la température à l'extérieur est élevée parce qu'il regarde le soleil par la fenêtre. Cela peut occasionner une insatisfaction psychologique lorsqu'il sera à l'extérieur et que la température sera loin de ce à quoi il s'attendait.

Dans la suite, nous détaillons les principaux systèmes thermiques actifs pour les deux types de véhicules.

2.1.2 SYSTÈMES THERMIQUES UTILISÉS DANS LES VÉHICULES À MOTEUR THERMIQUE

Comme la plupart des innovations dans l'automobile, plusieurs technologies en relation avec le confort thermique ont été développées dans ce type de véhicules. Cela a permis d'exploiter certaines caractéristiques de ces véhicules qui ne sont pas réutilisables dans le cas des véhicules électriques.

Par exemple, l'avantage principal dans ces véhicules est que la chaleur dissipée par leur moteur thermique peut être récupérée pour chauffer l'habitacle, ce qui permet de rendre cette prestation assez facilement réalisable. Un autre avantage vient du fait que l'utilisation d'actionneurs demandant de l'énergie électrique pénalise peu l'autonomie de ces véhicules.

Dans le cas des véhicules thermiques, on peut distinguer trois types de systèmes fréquemment utilisés : la boucle froide (pour gérer la climatisation), l'HVAC⁹ ou soufflerie d'air et les résistances chauffantes.

2.1.2.1 LA BOUCLE FROIDE

La boucle froide est composée d'un circuit hydraulique parcouru par un liquide réfrigérant. Certains organes du circuit permettent d'augmenter ou de diminuer la température et la pression du réfrigérant, ce qui lui permet d'absorber ou de transférer la chaleur vers un autre fluide. De ce fait, l'idée de ce système consiste en le transfert de la chaleur de l'habitacle vers l'extérieur du véhicule.

Ces systèmes ont subi plusieurs modifications pour améliorer leurs performances et satisfaire les normes de sécurité ou environnementales en vigueur. Ces modifications ont été réalisées essentiellement au niveau des technologies et du réfrigérant utilisés. Toutefois, le principe reste identique. Il est expliqué, ainsi que les principales variétés de ce type de systèmes, avec plus de détails dans le chapitre II de ce mémoire de thèse.

⁹ HVAC est le terme couramment utilisé dans l'industrie automobile pour décrire le système de chauffage, climatisation et ventilation. La signification de cet acronyme en anglais est : « Heating, Ventilation and Air Conditioning »

La boucle froide est toujours associée avec l'HVAC de la voiture. Cela permet de réaliser le transfert de chaleur avec l'habitacle.

2.1.2.2 HVAC

L'HVAC est composé d'un ensemble d'actionneurs et de canalisations permettant de gérer les stratégies de soufflage demandées par le calculateur du véhicule. Usuellement, ce système est associé à un panneau d'instrumentation permettant aux passagers de la voiture de définir certaines consignes de température ou de débit d'air.

Ainsi, les consignes sont traduites par un calculateur automobile dédié à la régulation des systèmes thermiques (CAREG¹⁰), qui détermine la meilleure stratégie à suivre. Pour réaliser cette stratégie, le système HVAC comporte au moins les actionneurs suivants :

- un GMV¹¹ permettant de fournir le débit d'air requis ;
- plusieurs moteurs modifiant l'angle de rotation des volets associés. Ces volets permettent ainsi de :
 - gérer le rapport d'air neuf/recyclé ;
 - faire un mélange entre l'air chaud et l'air froid ;
 - ouvrir ou fermer les différents aérateurs.

2.1.2.3 RÉSISTANCES CHAUFFANTES

Mise à part la chaleur récupérée du moteur thermique, les véhicules récents utilisent parfois des thermistances permettant de convertir une puissance électrique en puissance thermique. Celles-ci existent sous plusieurs formes, telles que les volants chauffants, les sièges chauffants ou même les panneaux rayonnants. L'utilisation de ces éléments chauffants permet d'ajouter des degrés de liberté pour gérer le confort thermique de façon locale.

En dehors des applications pour le confort, on retrouve également des parebrises (ou des lunettes à l'arrière du véhicule) utilisant des résistances pour prévenir ou corriger l'embuage.

¹⁰ Acronyme pour « Conditionnement d'Air Régulé ».

¹¹ Groupe moto-ventilateur.

Par ailleurs, avec l'amélioration du rendement des moteurs thermiques, principalement les moteurs diesels¹², la chaleur échappant le moteur n'est parfois pas suffisante pour assurer le chauffage de l'habitacle. Des résistances chauffantes additionnelles sur l'air ou sur l'eau¹³ sont ajoutées (couplées au système d'aération de l'habitacle) pour permettre d'assurer le confort des passagers.

2.1.3 SYSTÈMES THERMIQUES UTILISÉS DANS LES VÉHICULES À MOTEUR ÉLECTRIQUE

Les systèmes utilisés dans les véhicules thermiques sont facilement transposables aux véhicules électriques. Cependant, il faut noter que certaines de leurs caractéristiques peuvent représenter un obstacle.

L'efficacité des moteurs électriques a comme conséquence des pertes thermiques faibles, la chaleur qu'ils produisent n'est pas suffisante pour chauffer l'habitacle.

Un autre problème est issu des hautes demandes énergétiques issues des actionneurs électriques. En effet, les thermistances ne peuvent que transformer l'énergie électrique en énergie thermique. Même si elles ont une efficacité quasiment égale à l'unité, les demandes en énergie pour le confort thermique requièrent plusieurs kilowatts. Elles sont par contre facilement intégrables dans un véhicule, en utilisant le circuit d'eau de chauffage déjà existant dans un véhicule thermique et en remplaçant l'apport du moteur thermique par des CTP. C'est la solution choisie pour les premiers véhicules de la gamme Renault Z.E.

D'autres alternatives, comme la Pompe à Chaleur Réversible, existent pour permettre de réduire la consommation énergétique de cette prestation. Cette solution a été développée pour la voiture Zoé.

2.1.3.1 CTP SUR EAU/AIR

Les CTP¹⁴ sont un type spécifique de thermistances dont la température est directement proportionnelle à la résistance (dans une certaine plage de températures) avec un coefficient positif. Ces thermistances sont habituellement

¹² L'amélioration de ce rendement est conséquence de l'augmentation de la compression ainsi que de la diminution des pertes par étranglement (Robert Bosch GmbH, 2004).

¹³ Plongés dans un circuit à eau.

¹⁴ L'acronyme correspond à « Coefficient de Température Positif ».

localisées dans l'HVAC de façon à remplacer la chaleur dissipée par le moteur thermique.

Comme son temps de réponse est pratiquement instantané, il est très courant de les retrouver sur des bacs à eau permettant d'adoucir leur dynamique ainsi que de stocker des calories (c'est le cas des CTP sur eau ou thermoplongeurs). Dans ce cas, il est également nécessaire de disposer d'une pompe à eau connectée au bac, ainsi que d'un échangeur de chaleur lié à l'habitacle. Il est également possible de faire chauffer l'air directement avec ces thermistances (CTP sur air).

2.1.3.2 LA POMPE À CHALEUR

Ce système opère sur le même principe que celui de la boucle froide, ce qui permet de les définir comme des systèmes à compression de vapeur. La différence la plus significative vient du fait que leurs objectifs sont contraires, c'est-à-dire que la pompe à chaleur vise à transférer la chaleur de l'extérieur vers l'intérieur de la voiture, alors que la boucle froide absorbe la chaleur de l'intérieur pour la rejeter à l'extérieur.

Pour satisfaire cet objectif, il est nécessaire d'inverser la position des deux échangeurs de chaleur par rapport à l'intérieur et l'extérieur de la voiture. En raison de la similitude des composants dans ces systèmes, il est envisageable d'utiliser un système de boucle froide permettant d'inverser le sens d'écoulement. Cela est à l'origine des pompes à chaleur dites réversibles.

Un avantage important de ces systèmes est qu'ils peuvent fournir une puissance thermique supérieure à la puissance électrique qu'elles requièrent pour son fonctionnement. Cela est possible en raison de leur possibilité d'absorber l'énergie thermique de l'environnement.

Actuellement la Zoé est la première voiture électrique série chez Renault utilisant une Pompe à Chaleur Réversible. Les travaux menés dans cette thèse s'appuient plutôt sur des expériences issues du projet VEGA THOP, dont les véhicules démonstrateur sont des Fluence Z.E. incorporant pour le projet une pompe à chaleur réversible.

3 STRUCTURE DE LA THÈSE

Dans ce chapitre nous avons introduit le contexte et la motivation de la thèse. Le deuxième chapitre explicite, dans un souci d'une meilleure compréhension, le système à étudier ainsi que l'état de l'art en termes de modélisation et commande. Les trois chapitres suivants se focalisent sur les travaux menés dans cette thèse.

Cette thèse, orientée sur la commande et la supervision des systèmes pour le confort thermique, a requis un travail important de modélisation. En effet, les modèles couramment disponibles n'ont pas permis de définir un modèle unique satisfaisant tous les critères et dans ce contexte plusieurs modèles thermiques ont été développés. Ces modèles ont été implantés dans l'environnement Matlab-Simulink en vue d'évaluer les lois de commande développées, ainsi que leur optimisation. La structure des travaux de la thèse est représentée graphiquement par le schéma de la Figure 1.3, elle est décrite ci-dessous.

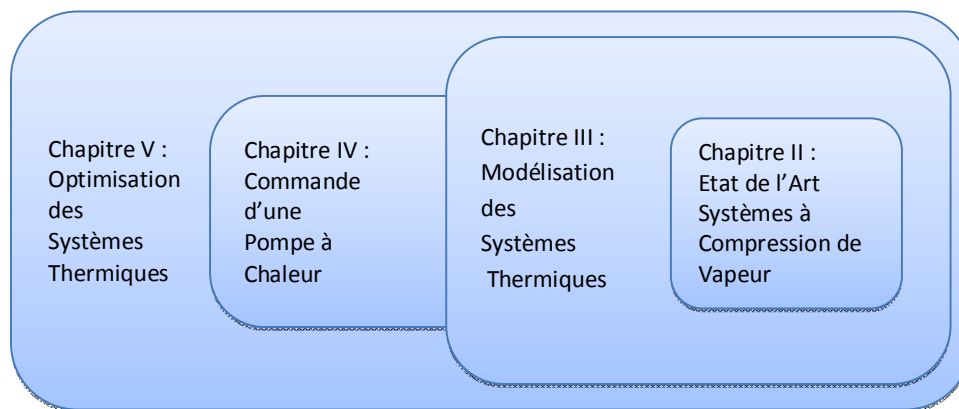


Figure 1.3. Structure des travaux de la thèse

Dans le deuxième chapitre, une introduction plus détaillée des principaux systèmes thermiques à compression de vapeur utilisés dans l'automobile est effectuée. Les organes principaux sont indiqués avec leurs technologies les plus courantes. Finalement, l'état de l'art en termes de modélisation est décrit, particulièrement la modélisation orientée pour la commande. En raison des nombreuses différences qui peuvent exister dans ce type de systèmes, le contexte de chaque modèle est détaillé, ainsi que les lois de commande utilisées pour chacun.

Le troisième chapitre dégage les modèles développés qui seront implantés sur la plateforme de simulation pour la commande des systèmes thermiques (systèmes à compression de vapeur, CTP, HVAC et habitacle). Pour cela, nous partons des

hypothèses formulées, nous précisons les équations utilisées, et nous expliquons les stratégies proposées pour l'identification et la validation de ces modèles.

Le quatrième chapitre présente les techniques et la structure de commande utilisées pour piloter les actionneurs de la pompe à chaleur. Pour atteindre cet objectif, nous précisons le cahier de charges à respecter ainsi que les points de fonctionnement considérés pour définir le modèle de commande. Enfin, ce chapitre présente des résultats obtenus à l'aide de la plateforme de simulation développée.

Dans le cinquième chapitre, nous présentons les stratégies en-ligne et hors-ligne utilisées pour optimiser l'énergie consommée dans la batterie. Les simplifications réalisées et les paramètres ayant une influence significative dans les résultats sont indiqués. Des résultats sont également présentés à l'aide de la plateforme de simulation.

Finalement, nous proposons des conclusions générales, ainsi que des perspectives afin d'envisager une suite aux travaux de cette thèse.

Chapitre II. Systèmes à Compression de Vapeur

1 INTRODUCTION

Les systèmes thermiques à compression de vapeur sont ceux qui utilisent un compresseur pour faire écouler un fluide en phase gazeuse à travers un circuit hydraulique. Leur objectif est de réguler la température de l'air dans une zone particulière.

Pour cela, un fluide réfrigérant permet de transporter la chaleur entre deux zones isolées thermiquement. Le principe de fonctionnement de ces systèmes consiste à compresser un réfrigérant (pour augmenter sa pression et sa « capacité à fournir de la chaleur » à une zone), puis à le détendre (pour faciliter l'absorption de la chaleur provenant d'une autre zone).

Ces systèmes présentent des avantages énergétiquement intéressants. Dans le cas des systèmes pour le refroidissement, ils permettent de prélever la chaleur d'une zone et de la transporter ailleurs (usuellement, à l'extérieur d'un véhicule ou d'un bâtiment). Pour les systèmes de chauffage, ils permettent d'obtenir une énergie « gratuite »¹⁵ pour réchauffer une autre zone.

Ainsi, si un système de chauffage est optimisé et si le milieu le permet, il est possible d'obtenir une puissance thermique jusqu'à 6 fois supérieure à la consommation électrique du système¹⁶.

Ces avantages expliquent le succès important de ce type de systèmes dans plusieurs domaines incluant l'automobile et les bâtiments. Même si les spécificités liées à chaque domaine ont conduit à des systèmes légèrement différents, leur principe de fonctionnement demeure inchangé. Les différences les plus notables sont issues du nombre d'organes qui les composent, des technologies qu'ils utilisent, et des actionneurs qu'il est possible de commander.

Par exemple, dans les bâtiments, il est possible de mettre en place un système centralisé pour régler la température dans plusieurs chambres ; cela implique l'utilisation de nombreux échangeurs de chaleur avec leur ventilateurs pilotables respectifs, ainsi que de vannes permettant de sélectionner le chemin à suivre par le réfrigérant. Par ailleurs, les bâtiments peuvent utiliser des sources d'énergie qui ne sont pas disponibles dans l'automobile comme par exemple l'énergie provenant du sol.

¹⁵ De toute évidence, il ne s'agit pas d'une énergie vraiment gratuite. Par cette expression nous voulons dire que la consommation électrique est dans plusieurs cas inférieure à la puissance thermique totale transférée à la zone à réchauffer. L'énergie dite « gratuite » provient d'une autre zone isolée thermiquement.

¹⁶ (Chua, Chou, & Yang, 2010) donne un exemple pour les systèmes dans les bâtiments.

Néanmoins, tous les systèmes à compression de vapeur sont composés au minimum des organes suivants : un compresseur, deux échangeurs de chaleur et un détendeur. Une description plus détaillée sur leur mode de fonctionnement est donnée par la suite.

2 FONCTIONNEMENT

Pour mieux comprendre le fonctionnement des systèmes à compression de vapeur, il est important de rappeler certains concepts issus de la thermodynamique.

Un *cycle thermodynamique* est le processus selon lequel un système, soumis à certaines conditions initiales, subit des transformations successives qui finalement le ramènent dans son état initial. Au cours de ces transformations, il est nécessaire d'exercer un travail extérieur sur le système, mais également d'avoir des transferts d'énergie avec des éléments externes.

Les systèmes à compression de vapeur correspondent donc à des cycles qui tirent le meilleur parti de la deuxième loi de la thermodynamique. Ainsi, ce type de systèmes nécessite 4 organes essentiels pour leur fonctionnement (Figure 2.1) :

- un compresseur, chargé de mettre en circulation le fluide réfrigérant et de faire monter sa pression et sa température;
- un condenseur, assurant le transfert de chaleur du réfrigérant vers un deuxième fluide ;
- un détendeur, abaissant la pression et la température du fluide en circulation (action inverse du compresseur) ;
- un évaporateur, assurant le transfert de chaleur d'un fluide externe vers le fluide réfrigérant (action inverse du condenseur).

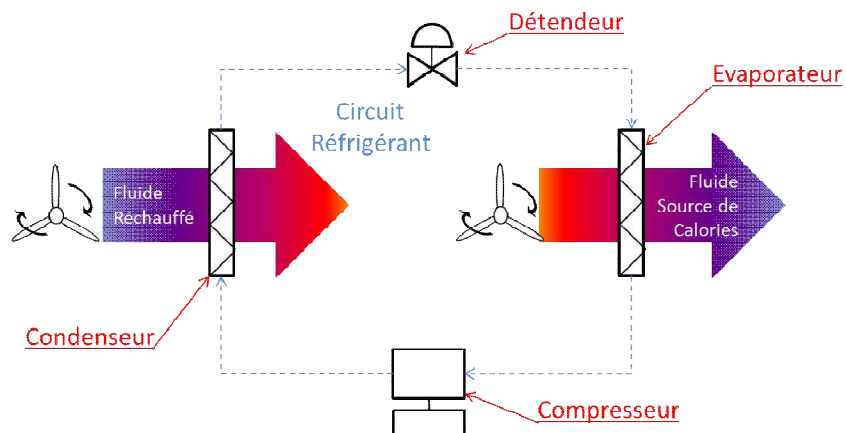
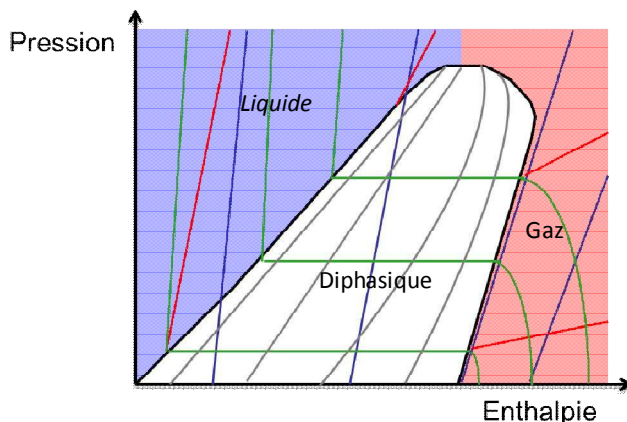


Figure 2.1. Schéma de principe d'un système à compression de vapeur classique

Nous représentons les cycles thermodynamiques à l'aide de *Diagrammes de Mollier* tels que celui représenté Figure 2.2. Ces diagrammes sont caractérisés par plusieurs grandeurs du réfrigérant, telles que la pression, la température, la qualité du mélange (rapport liquide-gaz), la masse volumique, l'enthalpie¹⁷ et l'entropie¹⁸. Ils permettent par ailleurs de délimiter les zones à l'intérieur desquelles le réfrigérant se retrouve sous une seule phase (liquide ou gazeuse), ou bien dans un état diphasique.



*Figure 2.2. Exemple de diagramme de Mollier Pression-Enthalpie.
Les zones bleu, rouge et blanche représentent respectivement les phases du réfrigérant : liquide, gazeuse ou mélange des deux.¹⁹*

Comme ils caractérisent les propriétés les plus importantes des réfrigérants, ces diagrammes permettent de comprendre les effets que chaque organe a sur le fluide. Cependant, ils ne fournissent qu'une image instantanée (et donc statique) des cycles.

Par exemple, la Figure 2.3 montre un cycle parfait²⁰ avec des diagrammes Pression-Enthalpie et Température-Entropie. Ce cycle, connu aussi sous le nom de *Cycle de Carnot*, permet de définir l'efficacité maximale qu'il est possible d'obtenir, de façon théorique, d'un cycle thermodynamique. Tous les autres cycles thermodynamiques se réfèrent au cycle de Carnot pour déterminer leur efficacité maximale.

¹⁷ L'enthalpie est la somme de la « chaleur sensible » (capacité à échanger la chaleur sans transition de phase) et la « chaleur latente » d'un système (capacité à échanger la chaleur en changement de phase).

¹⁸ L'entropie est une quantité qui nous indique le degré d'indisponibilité d'un système pour transformer l'énergie calorifique en travail. Autrement dit, à entropie constante, nous serions capables de produire du travail sans avoir de pertes thermiques.

¹⁹ Ce diagramme permet de visualiser également les lignes d'iso-température (vert), iso-masse volumique (rouge), isotropie (bleu) et d'iso-qualité du mélange (gris).

²⁰ L'énergie thermique absorbée par le système est égale à celle qui est libérée dans le deuxième fluide.

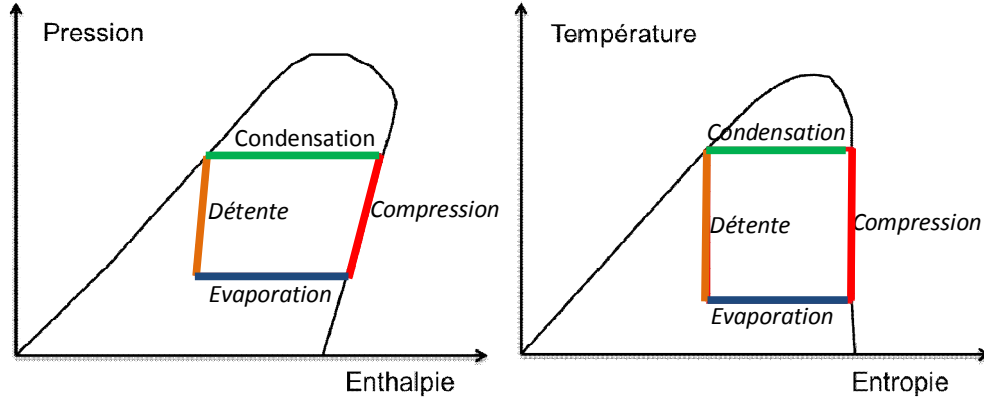


Figure 2.3. Cycle de Carnot représenté dans les diagrammes de Mollier Pression-enthalpie (à gauche) et Température-entropie (à droite).
Les étapes du cycle : Compression (rouge), Condensation (vert), Détente (orange), et Evaporation (bleu)

Un indicateur important pour mesurer la performance de ces systèmes, appelé *Coefficient de Performance Réel* (COP), fait une liaison entre la capacité à transférer la chaleur par rapport à la consommation énergétique et est donné par :

$$COP_{Réel} = \frac{Q}{W} \quad (2.1)$$

où Q correspond à la puissance thermique absorbée si notre objectif est de refroidir une zone d'air, ou la puissance thermique libérée si notre objectif est de réchauffer cette zone.

En revanche, le Coefficient de Performance pour un Cycle de Carnot²¹ est donné par :

$$COP_{Carnot} = \frac{1}{\frac{T_{max}}{T_{min}} - 1} \quad (2.2)$$

s'il s'agit d'un système de refroidissement et :

$$COP_{Carnot} = \frac{1}{1 - \frac{T_{max}}{T_{min}}} \quad (2.3)$$

s'il s'agit d'un système pour le chauffage. Les températures absolues T_{min} et T_{max} correspondent aux températures maximale et minimale du réfrigérant (que nous retrouvons en entrée du condenseur et en sortie de l'évaporateur respectivement).

Finalement, l'efficacité thermique d'un cycle par rapport à un cycle idéal est déterminée par la relation :

²¹ Ce Coefficient de Performance est donc le maximum que peut atteindre un cycle réfrigérant.

$$\eta_{th} = \frac{COP_{Réel}}{COP_{Carnot}} \quad (2.4)$$

Pour obtenir la performance maximale, le Cycle de Carnot est composé des processus élémentaires suivants :

- Une compression isentropique (adiabatique) ;
- Un échange de chaleur à iso-température (condensation du réfrigérant) ;
- Une détente isentropique (adiabatique) ;
- Un échange de chaleur à iso-température (évaporation du réfrigérant) ;

En pratique les cycles réfrigérants s'éloignent du cycle parfait pour diverses raisons. Parmi celles-ci, nous retrouvons le rendement du compresseur, des pertes de charge dans les composants, une compression et une détente non-isentropiques, un changement de phase non accompli, etc.

Ainsi, lors des échanges de chaleur, le réfrigérant peut augmenter son enthalpie au-delà de la limite de gaz saturé ou bien la diminuer plus que la limite de liquide saturé. Les écarts de température existants entre ces points et la température associée aux limites de saturation sont connus comme *surchauffe*²², *désurchauffe*²³ et *sous-refroidissement*²⁴ (Figure 2.4).

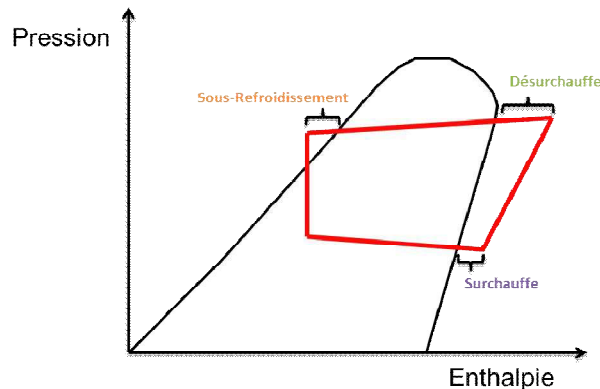


Figure 2.4. Surchauffe, désurchauffe et sous-refroidissement dans le diagramme de Mollier

Par ailleurs, dans les systèmes à compression de vapeur, certains cycles ne se produisent pas en dessous du point critique²⁵ du réfrigérant comme celui présenté

²² Différence entre la température du réfrigérant sortant de l'évaporateur et la température de saturation relative à la pression du réfrigérant dans le même point.

²³ Différence entre la température du réfrigérant sortant du compresseur et la température de saturation relative à la pression du réfrigérant dans le même point.

²⁴ Différence entre la température de saturation du réfrigérant relative à la pression sortant du condenseur et la température du réfrigérant dans le même point.

²⁵ Le point pour lequel les courbes de liquide saturé et gaz saturé se rejoignent.

Figure 2.5. Au-delà de ce-point, il n'y a pas de distinction entre le gaz et le liquide, ce qui empêche l'évaporation ou la condensation.

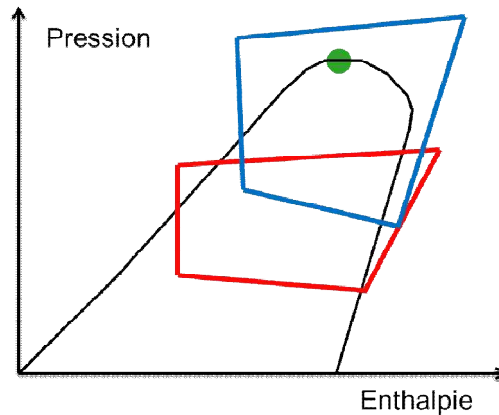


Figure 2.5. Diagramme de Mollier Pression-enthalpie pour un cycle sous-critique (au-dessous du point critique) en rouge, et un cycle transcritique (au-dessus du point critique), en bleu. Le point critique est signalé en vert.

Cette thèse se focalise sur les systèmes sous-critiques car ils caractérisent la majorité des systèmes à compression de vapeur (Wu, 2004).

3 CLASSIFICATION DES SYSTÈMES

Un système à compression de vapeur peut utiliser plusieurs circuits avec des réfrigérants différents à la fois, mais nous nous intéressons à ceux qui n'en utilisent qu'un seul circuit réfrigérant. Comme il était indiqué auparavant, ces systèmes peuvent avoir comme objectif de refroidir ou bien de réchauffer une certaine zone. Ainsi, il est possible de faire une première classification de ces systèmes selon que l'on parle de *Boucle Froide* (pour le refroidissement) ou de *Pompe à Chaleur* (pour le chauffage).

Tant pour la gestion des bâtiments que pour celle des voitures, la boucle froide a été utilisée depuis plus longtemps. La sous-classification la plus récurrente de ces systèmes est liée à leur puissance (usage personnel, pour des chambres individuelles ou systèmes centralisés pour plusieurs chambres).

En revanche, les pompes à chaleur ont une sous-classification dépendante de leur source de puisage de calories, ainsi que de l'endroit où les calories sont restituées. C'est de ce fait que nous parlons de pompes à chaleur air/air, air/eau, eau/eau, sol/eau, sol/sol, réfrigérant/eau, parmi d'autres.

Dans l'automobile, les pompes à chaleur peuvent être directes (le condenseur est en contact direct avec le HVAC) ou indirectes (il existe une boucle à eau entre le HVAC et la pompe à chaleur).

D'autres classifications des systèmes de climatisation et pompe à chaleur dépendent également des technologies existantes pour chaque organe.

Un autre système à compression de vapeur adapté des bâtiments vers l'industrie automobile est la *Pompe à Chaleur Réversible*. Ce système permet de réaliser le chauffage ou le refroidissement sans avoir forcément besoin d'incorporer des organes²⁶ complémentaires.

4 PRINCIPAUX ORGANES

Les boucles froides et pompes à chaleur automobiles ont subi des modifications successives (dans le dimensionnement des organes, le choix du réfrigérant, etc.) tout en conservant leur principe de fonctionnement. Ainsi, l'efficacité globale du système s'est améliorée au cours du temps.

Ces systèmes requièrent au minimum les quatre organes indiqués précédemment, mais d'autres éléments peuvent être nécessaires. Nous décrivons ci-dessous les organes les plus courants avec leurs principales technologies.

4.1 COMPRESSEUR

4.1.1 GÉNÉRALITÉS

Le compresseur est un organe essentiel des systèmes à compression de vapeur car il permet de mettre en circulation le fluide réfrigérant, ainsi que de faire monter la pression et la température du réfrigérant. En conséquence, plusieurs exigences doivent être respectées pour son bon fonctionnement. Par exemple, un régime minimal est nécessaire pour éviter que le sens du fluide s'inverse lorsque l'énergie potentielle est supérieure à l'énergie cinétique. De plus, une spécificité importante

²⁶ Par exemple, en inversant le débit du réfrigérant. Dans ces cas-là, il faut s'assurer que les organes soient eux-mêmes réversibles.

est que le réfrigérant doit être dans sa phase gazeuse la plupart du temps pour éviter l'endommagement du compresseur.

L'augmentation de pression se produit soit par une réduction du volume de la chambre de compression (compresseurs volumétriques), soit par le transfert continu du moment cinétique d'un organe rotationnel vers le gaz ²⁷ (compresseurs dynamiques). Plusieurs technologies permettent de réaliser ces actions, ce qui fait la variété de compresseurs existants.

4.1.2 TYPES DE COMPRESSEUR

Plusieurs types de compresseurs sont disponibles sur le marché. Le choix de la technologie des compresseurs permet de fournir des niveaux différents de puissance calorifique. Parmi les technologies les plus courantes pour les compresseurs nous retrouvons :

- celles qui permettent de modifier le volume de la chambre de compression à l'aide de *pistons* qui transforment le mouvement circulaire du compresseur en un mouvement linéaire (Figure 2.6) ;

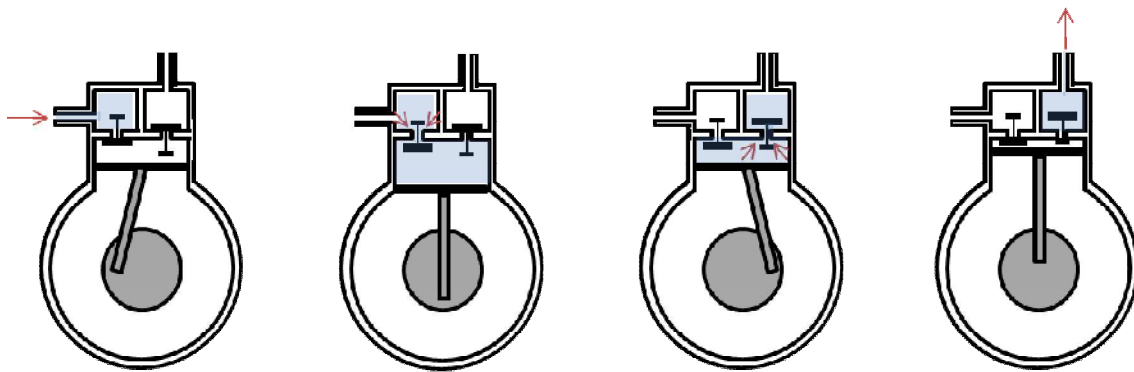


Figure 2.6. Fonctionnement d'un compresseur à piston

- des compresseurs utilisant des *palettes* glissantes attachées à un rotor décentré. Les palettes permettent de former des cellules de compression individuelles, qui réduisent le volume du gaz en augmentant sa pression (Figure 2.7) ;

²⁷ Car d'après les équations de Navier-Stokes, l'accélération d'un fluide est proportionnelle au gradient de pression.

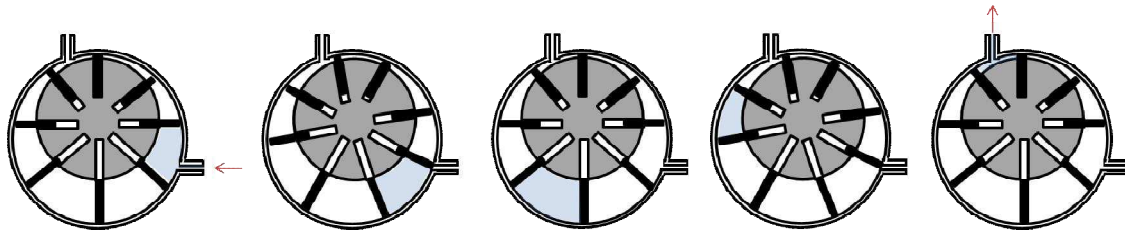


Figure 2.7. Fonctionnement d'un compresseur à palettes

- celles qui utilisent une ou plusieurs vis tournantes pour pousser le gaz d'une zone à une autre. Au fur et à mesure que les vis sont parcourues, le volume d'air devient plus faible (Figure 2.8) ;

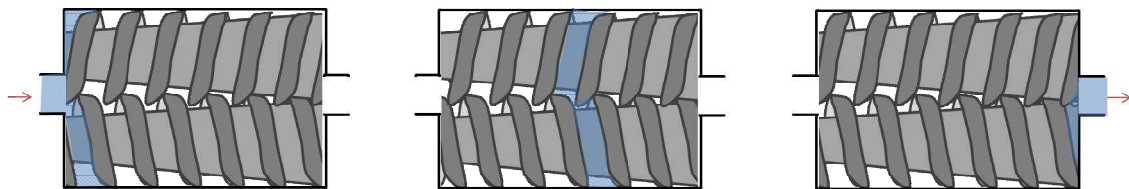


Figure 2.8. Fonctionnement d'un compresseur à vis

- celles faisant intervenir deux *spiraales* (l'une mobile et l'autre immobile) assemblées avec un décalage de 180°. Le fait de fixer une des spirales et de mettre la deuxième en rotation permet de réduire le volume du gaz (Figure 2.9) ;

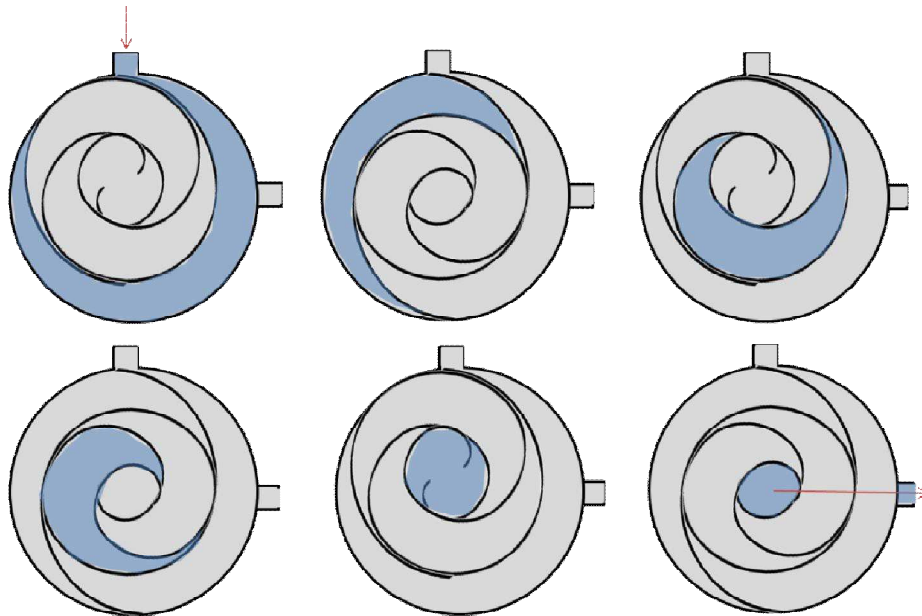


Figure 2.9. Fonctionnement d'un compresseur à spirales

- des compresseurs *centrifuges*, utilisant ventilateurs, hélices et turbines pour produire du moment cinétique (angulaire) dans le gaz (Figure 2.10).

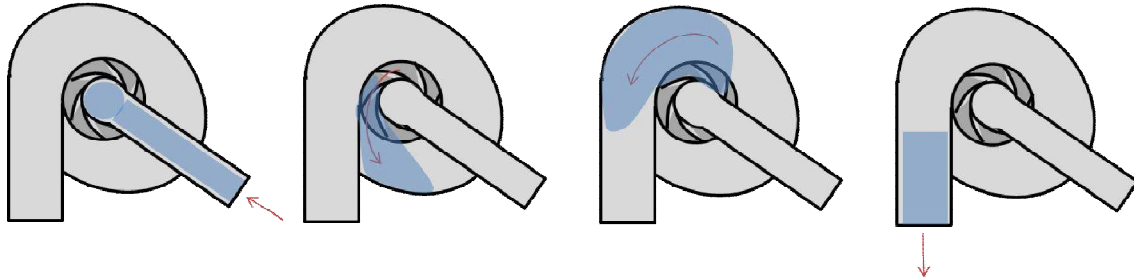


Figure 2.10. Compresseur centrifuge

Par ailleurs, les compresseurs peuvent utiliser une source mécanique ou électrique pour leur fonctionnement. Dans l'automobile, les boucles froides utilisent usuellement des compresseurs mécaniques associés à un embrayage, dont la cylindrée du compresseur est proportionnelle au régime moteur. La commande de ces systèmes est souvent réalisée par hystérésis mais il est également possible de faire varier la cylindrée de certains compresseurs (par exemple, dans les compresseurs à piston).

L'introduction des véhicules électriques sur le marché a permis d'utiliser des compresseurs électriques, qui étaient déjà très répandus dans les bâtiments. L'avantage principal de ces compresseurs est que le régime peut être réglé avec une meilleure précision.

En effet, une commande continue du compresseur permet d'assurer une certaine production calorifique (ou frigorifique), d'éviter de limiter les mises en fonctionnement et les coupures (en réduisant ainsi sa durée de vie utile), ainsi que d'obtenir une meilleure performance du système. En effet, certains compresseurs présentent des pics de consommation électrique dans leurs phases transitoires (Ekren, Sahin, & Isler, 2010), ce qui fait qu'une commande par hystérésis ne soit pas très efficace.

4.2 DÉTENDEUR

4.2.1 GÉNÉRALITÉS

Ce dispositif a une fonction inverse à celle du compresseur, c'est-à-dire, abaisser la pression et la température d'un fluide réfrigérant. Ces organes sont parfois utilisés également pour minimiser la surchauffe du réfrigérant, de façon à se rapprocher du Cycle de Carnot, en améliorant ainsi l'efficacité du système.

Pour permettre la détente du fluide frigorigène (usuellement en mode diphasique lors de cette étape) il est nécessaire de modifier la surface de passage du réfrigérant. Les détendeurs sont donc des zones de passage avec un orifice à section fixe ou variable.

4.2.2 TYPES DE DÉTENDEUR

Parmi les détendeurs, trois types peuvent être mis en évidence :

- le *détendeur thermostatique*, qui permet de diminuer la surchauffe par un système mécanique : un capteur de température en sortie de l'évaporateur permet de créer une différence de pression dans un diaphragme (pour les gaz, la pression est proportionnelle à la température) ; le diaphragme exerce une force sur une tige couplée à un ressort pour augmenter ou diminuer la surface de passage du fluide réfrigérant (figure 2.11) ;

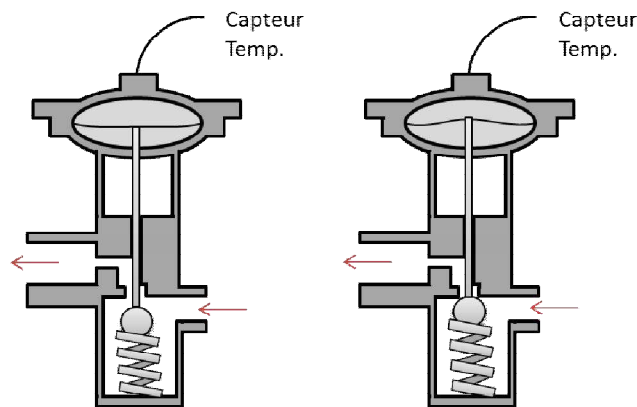


Figure 2.11. Fonctionnement d'un détendeur thermostatique.
Le diaphragme permet de réguler la surface dans laquelle le réfrigérant s'écoule.

- l'*orifice tube* ou *détendeur capillaire*, utilisé dans une partie importante des systèmes à compression de vapeur dans l'industrie automobile en raison de son faible coût, permet de fixer manuellement le diamètre de passage (figure 2.12). Ce système est donc réglé pour donner une surchauffe nulle en sortie de l'évaporateur (en régime statique) ;

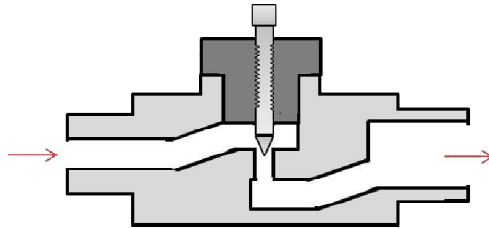


Figure 2.12. Détendeur capillaire

- le *détendeur électronique*, qui permet le réglage du diamètre du détendeur à l'aide de signaux électriques (figure 2.13). Sa commande permet d'avoir un effet fin (légère variation) sur la pression, ainsi que de l'utiliser comme vanne complètement fermée pour permettre d'inverser le sens de fonctionnement du système (Pompes à chaleur réversibles). Cela peut se faire à l'aide de moteurs pas à pas ou bien de solénoïdes commandés en tout rien (avec hystérésis).

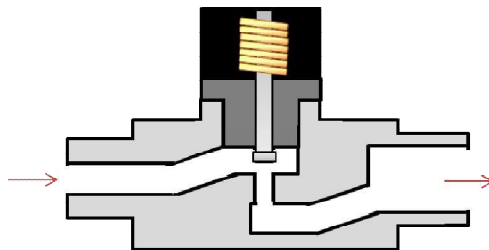


Figure 2.13. Détendeur électronique utilisant un solénoïde

4.3 ÉCHANGEURS DE CHALEUR

4.3.1 GÉNÉRALITÉS

Ces organes permettent de transférer la chaleur du réfrigérant vers un fluide externe (souvent de l'eau glycolée ou de l'air) sans nécessité de contact direct entre les fluides. Il est nécessaire de disposer d'au moins deux échangeurs dans le système pour réaliser l'absorption et la libération de la chaleur entre les deux zones isolées.

Les échangeurs de chaleur sont dimensionnés pour permettre au système d'atteindre une certaine capacité calorifique ou frigorifique en fonction du débit massique imposé par le compresseur. Ils doivent être construits de façon à éviter des pertes de charge importantes. En revanche, un dimensionnement correct peut s'avérer une tâche difficile lorsqu'un changement de phase du fluide se produit à l'intérieur de ces organes.

Tous les échangeurs de chaleur disponibles peuvent être liés à d'autres boucles thermiques²⁸. Comme le transfert de chaleur de ces organes se fait surtout par convection, il est nécessaire de garantir que les deux fluides en contact avec les organes soient en mouvement. Pour le réfrigérant, c'est le compresseur qui gère cette action tandis que les autres fluides règlent leur débit à l'aide de ventilateurs et pompes.

Plusieurs classifications existent pour les échangeurs de chaleur (par rapport au nombre de fluides, la taille des canalisations, etc.) mais dans cette thèse nous développons les deux technologies les plus courantes pour les systèmes à compression de vapeur : selon leur positionnement par rapport à l'habitacle et selon leur technologie. Davantage de classes d'échangeurs sont répertoriées dans (Shah & Sekulic, 2003).

4.3.2 TYPES D'ÉCHANGEURS DE CHALEUR PAR RAPPORT À LEUR POSITIONNEMENT

Le positionnement d'un échangeur de chaleur (par rapport à l'habitacle) permet de définir son objectif. De ce fait, nous retrouvons qu'un organe utilisé pour absorber la chaleur d'une pompe à chaleur réversible en mode climatisation peut permettre de

²⁸ Par exemple, l'évaporateur peut prélever la chaleur d'une autre source de calories. C'est le cas de plusieurs PAC résidentielles

libérer la chaleur si le débit du réfrigérant est inversé par rapport à ce mode. Cela permet la classification suivante :

- *condenseur* : l'un des quatre organes principaux des systèmes à compression de vapeur, il permet de changer la phase du réfrigérant (de gaz vers liquide) pour libérer de la chaleur à température constante ;
- *évaporateur* : l'autre échangeur de chaleur nécessaire pour le cycle, il permet de changer la phase du réfrigérant (de liquide vers gaz) pour absorber de la chaleur à température constante ;
- *aérotherme / radiateur* : lorsque le système à compression de vapeur est couplé à une boucle à eau externe, nous avons besoin d'un organe additionnel pour échanger la chaleur entre l'eau et l'air. Alors qu'il s'agit du même organe, dans l'automobile le terme aérotherme est utilisé pour se référer à l'échangeur localisé près de l'habitacle tandis que le terme radiateur est utilisé pour l'échangeur de chaleur localisé dans la boucle thermique permettant de refroidir le moteur. Dans ces organes, il n'y a pas de changement de phase du mélange eau-glycol ;
- *échangeur de chaleur interne* : C'est un échangeur de chaleur additionnel pour les cycles transcritiques. Comme son nom le suggère, cet organe ne réalise pas d'échanges avec des fluides externes (des deux côtés il y a un fluide réfrigérant qui s'écoule). Ainsi, d'un côté nous retrouvons le réfrigérant à haute pression/température et de l'autre à basse pression/température. Ces organes permettent d'augmenter l'efficacité de ces systèmes.

4.3.3 TYPES D'ÉCHANGEURS DE CHALEUR PAR RAPPORT À LEUR ARCHITECTURE / TECHNOLOGIE

Plusieurs technologies permettent de faciliter le transfert énergétique entre les fluides, ainsi que le changement de phase du réfrigérant. Par la suite, nous reprenons la classification par rapport aux principales technologies (à composants non-mobiles) donnée par (Bontemps, et al., 1995) :

- *échangeurs tubulaires* : cette catégorie d'échangeurs utilise différentes combinaisons de tuyaux pour permettre le transfert de chaleur entre deux fluides. Parmi les configurations, nous retrouvons celles à tubes et calandre (Figure 2.14), à ailettes, coaxiales (à tubes concentriques). Lorsqu'il y a plusieurs tubes, leur diamètre et séparation deviennent des paramètres très importants pour le dimensionnement correct des systèmes (l'écart peut se faire, par exemple, à l'aide d'entretoises ou de rubans).

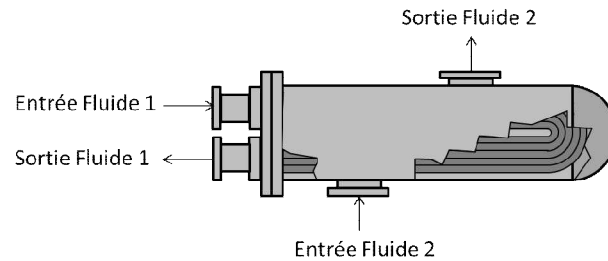


Figure 2.14. Echangeur à tube et calandre en U

- échangeurs à plaques : ces échangeurs utilisent des tôles lisses ou ondulées. Le profil dessiné par leur surface permet de trouver un compromis pour intensifier le transfert de chaleur et pour répondre à certaines valeurs de pression et température. Nous retrouvons ceux qui ont leurs plaques serrées avec des joints (Figure 2.15) et ceux soudées ou embouties (à lamelles, à spirale, etc.).

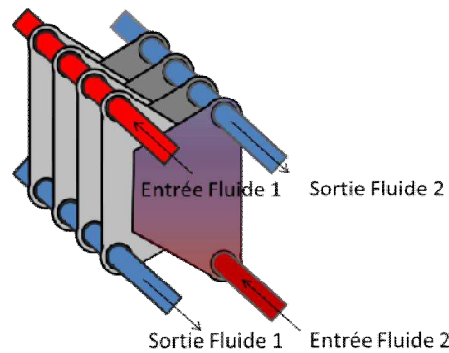


Figure 2.15. Transfert de chaleur dans un échangeur à plaques et joints

Pour les deux catégories d'échangeurs, il est possible d'ajouter des ailettes pour étendre la surface de contact entre les fluides (Figure 2.16). Plusieurs formes d'ailettes sont disponibles : pour les échangeurs à tubes, elles peuvent être transversales disposées de façon continue ou indépendantes, ainsi que longitudinales ; pour les échangeurs à plaques, nous nous intéressons surtout à la forme géométrique de leur section transversale.

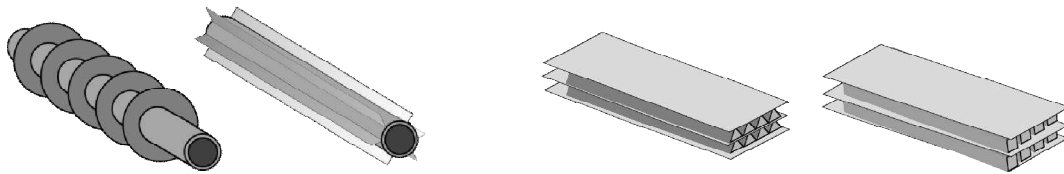


Figure 2.16. Quelques configurations d'ailettes dans des échangeurs
a) tubulaires (à gauche), b) à plaques (à droite)

Cependant, d'autres facteurs liés à l'architecture permettent de déterminer la façon dont les fluides vont échanger la chaleur. Par exemple, le pas²⁹ des canaux d'écoulement des fluides aura un impact important sur l'efficacité des échangeurs, leurs pertes de pression, niveaux de stress (contraintes mécaniques) et températures maximales, entre autres. De même, la direction de l'écoulement des fluides (contre-courant, en parallèle, transversal, divisé, etc.) va avoir une influence sur l'évolution des températures des fluides.

Par rapport au matériel, la majorité des échangeurs utilise de pièces métalliques ayant un bon coefficient de conduction thermique (acier, cuivre, aluminium ou superalliages). Cela n'empêche pas que d'autres matériaux, tels que tubes de verre, céramique, graphite et certaines variétés de plastique, soient parfois utilisés.

4.4 RÉFRIGÉRANT

4.4.1 GÉNÉRALITÉS

Le réfrigérant est le fluide permettant d'absorber et de transmettre la chaleur dans un système à compression de vapeur. La chaleur est absorbée à basse température et pression, puis libérée à haute température et pression.

Chaque réfrigérant a des propriétés différentes (comme la masse volumique ou la capacité à échanger la chaleur) dépendant des conditions dans lesquelles il se retrouve (valeur d'enthalpie, pression, etc.). Cela explique mieux l'avantage d'utiliser les diagrammes de Mollier décrits précédemment.

De plus, on constate que les réfrigérants subissent couramment un changement de phase lors de leur passage par les échangeurs de chaleur. Il est important de noter

²⁹ Distance entre les canaux.

que, lorsqu'il y a changement de phase, la capacité thermique³⁰ du réfrigérant devient infinie. En effet, pendant le changement de phase, la variation de température du réfrigérant est presque nulle, donc la capacité thermique doit se tendre vers l'infini pour maintenir une valeur finie de la chaleur échangée (Çengel & Turner, Fundamentals of Thermal-Fluid Sciences, 2004).

Le choix d'un réfrigérant est fait en fonction de plusieurs propriétés. Celles à prendre en compte de façon privilégiée sont :

- une haute température critique (c'est-à-dire, le point critique doit être à une température élevée), pour permettre l'évaporation à des hautes températures (mais en restant inférieure à 100°C pour éviter des dommages sur les composants) ;
- la pression de saturation basse à hautes températures, pour minimiser les coûts associés aux réservoirs et la tuyauterie ;
- la pression de saturation dans l'évaporateur proche de la pression atmosphérique (101 kPa), pour éviter des problèmes de fuites ;
- la non-corrosivité ;
- la non-dangereuse (toxicité, inflammabilité, etc.) ;
- la disponibilité à prix réduit.

Par ailleurs, ces propriétés doivent satisfaire les normes existantes concernant les produits réfrigérants. Pour cette raison, les réfrigérants les plus utilisés dans l'automobile peuvent être remplacés occasionnellement lorsque que les normes deviennent plus strictes.

4.4.2 TYPES DE RÉFRIGÉRANT

On trouve plusieurs fluides frigorigènes sur le marché utilisables pour des systèmes à compression de vapeur (par exemple, R-22, R-404a, R-717, etc.) mais dans l'industrie automobile, il est courant d'utiliser le R-134a. De nouvelles normes industrielles conduisent vers l'utilisation d'autres fluides, dont le R-744 (CO₂) ou le R-1234yf (ce dernier commence à être adopté par les constructeurs). Ces normes demandent depuis 2011 l'utilisation d'un réfrigérant dont l'indicateur « Potentiel de Réchauffement Global » ne dépasse pas les 150 unités pour une période de 100 ans (le réfrigérant R-134a, le plus répandu dans l'automobile, s'approche des 1300 unités alors que le R-1234yf n'a que 4 unités).

³⁰ C'est-à-dire sa capacité d'absorber ou céder la chaleur.

Le fluide réfrigérant est donc confiné entre les principaux organes du système à l'aide des tuyaux mais d'autres éléments peuvent être intégrés tels que : réservoirs, bouteilles, vannes, etc, décrits ci-dessous.

4.5 ÉLÉMENTS ADDITIONNELS

4.5.1 VANNES ET TUYAUX

La tuyauterie permet de réunir les différents organes du circuit réfrigérant tandis que les vannes sont souvent utilisées pour changer les modes de fonctionnement. Ces éléments doivent être construits de façon à limiter les pertes de charge³¹ ainsi que les pertes thermiques.

4.5.2 ACCUMULATEUR/RÉSERVOIR

Les accumulateurs et réservoirs sont des bouteilles localisées en sortie des échangeurs de chaleur. Ils ont différents objectifs :

- Les accumulateurs sont localisés en entrée du compresseur et leur fonction est d'éviter que le réfrigérant entre dans le compresseur en phase liquide ; cela se réalise grâce au fait que le débit est fortement diminué et, s'il y a entrée d'un mélange liquide-vapeur dans cet organe, le liquide se dépose dans la partie basse de la bouteille par gravité alors que la vapeur continue son parcours vers le compresseur.
- Nous retrouvons les réservoirs en sortie du condenseur pour stocker l'excès de réfrigérant et, en même temps, assurer qu'il entre en phase liquide dans le détendeur.

Dans le cas des systèmes dont le sens du réfrigérant est inversé, il peut être important d'avoir les deux organes (s'ils permettent d'avoir un fonctionnement réversible). Cela pour assurer que, dans les deux modes de fonctionnement, le réfrigérant n'entrera pas en phase liquide et endommager le compresseur.

³¹ Nous observons l'effet des pertes de charge dans les pertes de pression des canalisations du système.

4.5.3 POMPES ET VENTILATEURS

Pour permettre un échange de chaleur rapide par convection dans le condenseur et l'évaporateur, il est également nécessaire de créer un débit pour les fluides externes. Cela explique que ces systèmes soient usuellement accompagnés de ventilateurs ou pompes pour les fluides secondaires.

Dans le domaine de l'automobile, il y a toujours deux ventilateurs. L'un est localisé à côté de l'échangeur de chaleur sur la face avant du véhicule et devient parfois inutile lorsque la vitesse du véhicule fait que la vitesse de l'air conduit à un débit supérieur à celui que le ventilateur peut fournir. L'autre est inclus usuellement dans l'HVAC, et donc le débit d'air dans l'habitacle est réglé par les demandes de confort thermique et les consignes de l'utilisateur.

Enfin les pompes sont souvent utilisées lorsqu'il y a une boucle à eau couplée au système à compression de vapeur, comme indiqué ci-dessous.

4.5.4 BOUCLES THERMIQUES EXTERNES (À EAU)

Parfois, nous retrouvons des boucles thermiques qui permettent, par exemple, de stocker les calories pendant un certain temps après la coupure du système à compression de vapeur. Pour cela, elles utilisent l'inertie thermique d'un fluide à l'intérieur de la boucle. Lorsque le système est coupé, les pertes thermiques sont minimales (échanges par conduction). En revanche, lorsque le fluide est mis en circulation, la chaleur est transférée avec la boucle réfrigérante et l'air habitacle.

Ces boucles utilisent souvent un mélange d'eau avec un certain pourcentage de glycol pour améliorer ses propriétés thermiques (notamment pour abaisser la température de fusion de l'eau).

5 ÉTAT DE L'ART : MODÉLISATION ET COMMANDE DES SYSTÈMES À COMPRESSION DE VAPEUR

Dans la littérature nous retrouvons plusieurs approches pour la modélisation des systèmes à Compression de Vapeur. Dans le cadre de nos travaux, le développement des modèles a été focalisé sur ceux adaptés pour l'analyse et la synthèse des lois de commande, principaux objectifs de la thèse.

Ainsi, le modèle recherché doit satisfaire les objectifs suivants (nous nous imposerons ces objectifs par la suite) :

- utilisable pour la simulation du comportement dynamique de la PAC ;
- utilisable pour la synthèse et la validation des lois de commande ;
- simple à mettre en œuvre ;
- dont les paramètres sont facilement identifiables et adaptables à d'autres systèmes similaires ;

Comme nous le verrons par la suite, les modèles que l'on retrouve fréquemment dans la littérature présentent cependant plusieurs inconvénients pour être adaptables à la problématique de nos travaux :

- leur complexité ;
- leur dépendance aux technologies utilisées ;
- la difficulté pour les incorporer dans des calculateurs automobiles ;
- la difficulté à être utilisés pour la synthèse des lois commande.

Nous présenterons par la suite ces modèles. Nous faisons tout d'abord un point sur les grandes lignes de la modélisation thermique, pour fournir une idée de la complexité de ce type de modélisation. Ensuite nous expliquons les modèles adaptés à la commande ainsi que leur cadre d'utilisation (le contexte et les lois de commande développées à l'aide de chaque modèle). Leurs points forts et faiblesses sont indiqués, ce qui nous permet de les prendre en compte pour le modèle développé dans ces travaux de thèse (chapitre III).

5.1 MODÉLISATION THERMIQUE

Les modèles de simulation thermodynamiques prennent en compte traditionnellement un grand nombre de processus physiques au niveau micro- et macroscopique. Avec un niveau de complexité variable, ces modèles sont souvent non-linéaires et d'ordre très élevé. Ils sont couramment élaborés avec des EDP³² et simulés sur ordinateur avec souvent une approche par éléments finis.

La fidélité du modèle dépendra donc de la taille du maillage (nombre de points modélisés), du nombre de phénomènes modélisés, et de la prise en compte des détails techniques de chaque composant. Ils conduisent à des résultats très précis, cependant ils sont en général mal adaptés à la commande.

Par exemple, un très bon modèle thermique de ces systèmes permet de déterminer les valeurs de plusieurs grandeurs telles que la pression, la température, et le

³² Equations aux dérivées partielles.

rapport liquide-gaz en plusieurs points du système. L'ensemble de ces variables définit « l'état du système »³³. Ainsi, à l'aide des propriétés thermiques du réfrigérant liées à chaque état, il est possible de déterminer les échanges énergétiques se produisant avec les autres éléments du système et vice versa.

Par la suite, nous présentons les équations qui permettent d'établir les bilans massiques et énergétiques pour les principaux composants des systèmes à compression de vapeur. Certains d'entre eux seront repris, puis simplifiés, au chapitre suivant.

5.1.1 LES FLUIDES

Parmi les fluides qui peuvent être utilisés dans ces systèmes, nous retrouvons le réfrigérant (dans ses différentes variétés) mais également l'air et l'eau (ce dernier fluide usuellement mélangé avec du glycol). La distinction principale entre le réfrigérant et les autres fluides est liée au fait qu'il subit un changement de phase au cours du cycle.

Il est important de prendre en compte que plusieurs propriétés des fluides varient lorsque l'on se retrouve en phase liquide, gazeuse ou en mélange diphasique. Ces propriétés sont liées à l'état du fluide et nous pouvons citer notamment le coefficient de transfert thermique³⁴, la masse volumique, le niveau d'enthalpie et le niveau d'entropie. Lorsque nous connaissons les propriétés (à différents niveaux de pression) pour les phases gazeuse saturée et liquide saturée, il est difficile de les déduire avec précision en régime diphasique, ce qui explique l'utilisation de propriétés moyennes.

Lorsque l'on essaie de retrouver des propriétés moyennes pour un fluide diphasique, il est courant de faire une moyenne pondérée des propriétés du liquide et du gaz en fonction du rapport liquide/gaz. Cette même considération est réalisée lorsqu'un fluide en état monophasique est mélangé avec un autre (i.e. l'air humide ou l'eau glycolée). Or, rigoureusement, ces propriétés ne varient pas d'une façon linéaire.

Ainsi, à l'aide de ces propriétés thermiques moyennes, nous pouvons calculer l'échange de chaleur entre les fluides et les organes qui les entourent, qui se réalise surtout par convection. La convection permet d'obtenir des échanges thermiques plus importants car elle implique des particules microscopiques qui échangent de la chaleur par conduction, puis sont remplacées par d'autres particules avec une

³³ D'un point de vue thermique, et non du point de vue de la commande.

³⁴ Usuellement donné à pression, ou volume, constant.

énergie supérieure. Ainsi, ce phénomène est donc proportionnel au débit massique du fluide.

Néanmoins, le mouvement des fluides n'est pas uniforme³⁵. Leur viscosité et la longueur des conduites peuvent être responsables d'un comportement laminaire ou turbulent de son écoulement³⁶. Lorsqu'il y a un écoulement turbulent, les particules à températures différentes se mélangent, ce qui améliore le transfert thermique par rapport à un écoulement laminaire.

5.1.2 LE COMPRESSEUR ET LE DÉTENDEUR

Dans le compresseur, le réfrigérant est en phase gazeuse. Il est alors courant de faire appel aux équations des gaz parfaits pour modéliser les variations de pression et de température par rapport aux changements du volume. Néanmoins, ces équations sont valides uniquement pour des points de fonctionnement à faibles masses volumiques (Çengel & Turner, 2004). Dans le cas contraire, plusieurs équations d'état thermodynamiques peuvent être appliquées comme par exemple les équations cubiques de Van der Waals (1873), lesquelles ont été modifiées empiriquement par de nombreux auteurs.

Le compresseur permet d'établir le débit massique du réfrigérant, ce débit instantané est souvent donné par un calcul qui fait intervenir la masse volumique du réfrigérant (ρ), le régime du compresseur (ω), et sa cylindrée (Cyl) :

$$\dot{m}_{comp} = \frac{\omega}{60} \cdot \rho \cdot Cyl \cdot \eta_{vol} \quad (2.5)$$

où le rendement volumétrique η_{vol} représente la quantité de gaz qui entre réellement dans le compresseur à chaque tour par rapport à la valeur théorique. Ce rendement est souvent décrit par un polynôme avec des coefficients identifiés de façon expérimentale, et liés au régime et aux pressions en entrée et sortie du compresseur.

Pour le détendeur, l'expression permettant de lier le débit massique (\dot{m}) et la pression (P) est une expression empirique (Simões-Moreira & Bullard, 2003). Elle est une variation de l'équation de Bernoulli, qui prend en compte la surface de la

³⁵ Pour modéliser le mouvement des fluides, il est courant de faire intervenir les équations différentielles non-linéaires de Navier-Stokes.

³⁶ Cette transition dans les types d'écoulements peut être identifiée grâce à une quantité non-dimensionnelle connue sous le nom de Nombre de Reynolds, qui fait le rapport entre les forces inertielles d'un fluide et sa viscosité.

section de passage transversale (S), la masse volumique du réfrigérant (ρ) et un coefficient (K) qui dépend du type d'orifice et du type de fluide³⁷ :

$$\dot{m}_{det} = K \cdot S \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P}{\rho}} \quad (2.6)$$

La difficulté d'établir une relation non-empirique est la conséquence du grand nombre de phénomènes qui ont lieu à l'intérieur d'un détendeur. Par exemple : le fait que le réfrigérant entre normalement en phase liquide mais sort à l'état diphasique ou bien la création d'ondes de choc avec les parois et jonctions induites par la friction. Ainsi, les constructeurs de ces organes fournissent souvent des cartographies liant le débit massique et les pertes de charge pour l'air.

Pour simplifier, nous pouvons supposer un écoulement laminaire, l'absence de certains organes tels que des accumulateurs en sortie du condenseur, et une friction nulle. Sous ces hypothèses, ce débit peut être considéré identique partout dans une boucle réfrigérante en régime permanent. Ainsi, l'Eq. 2.6 permettra de retrouver la différence de pression dans le détendeur.

Une autre grandeur intéressante du réfrigérant lors de son passage par le compresseur est son enthalpie. Pour calculer l'enthalpie en sortie ($h_{comp,sort}$), nous pouvons utiliser l'équation suivante :

$$h_{comp,sort} = h_{comp,ent} + \frac{\Delta h_{is}}{\eta_{is}} \quad (2.7)$$

où la différence d'enthalpie isentropique (Δh_{is}) est équivalente à la puissance électrique consommée³⁸. L'enthalpie en entrée ($h_{comp,ent}$) peut être calculée en prenant en compte l'effet de la surchauffe sur l'enthalpie pour la phase gazeuse saturée. L'efficacité isentropique (η_{is}) permet de prendre en compte certaines pertes mécaniques, électriques et thermiques du compresseur.

Ces pertes sont très dépendantes des matériaux utilisés et éloignent le système du fonctionnement du cycle idéal. Tout comme le rendement volumétrique, le rendement isentropique est parfois approché par des fonctions polynomiales dépendantes du régime et des valeurs de pression en entrée et sortie du compresseur.

³⁷ Certains auteurs considèrent qu'il est dépendant également du débit et température du réfrigérant.

³⁸ Qui est usuellement modélisée de façon empirique de façon proportionnelle au régime du compresseur.

5.1.3 LES ÉCHANGEURS DE CHALEUR

L'analyse thermique des échangeurs de chaleur est souvent faite en régime stabilisé. Pour retrouver le bilan de chaleur d'un fluide qui reste dans la même phase, nous pouvons utiliser l'équation du transfert par convection, issue de la première loi de la thermodynamique. Pour cela, il nous suffit de connaître le débit massique du fluide (\dot{m}), sa chaleur spécifique à pression constante (C_p) et les températures initiale ($T_{f,init}$) et finale ($T_{f,fin}$) du fluide :

$$Q = \dot{m} \cdot C_p \cdot (T_{f,fin} - T_{f,init}) \quad (2.8)$$

équation qui peut être généralisée pour des fluides dont un changement de phase peut se produire en considérant les enthalpies initiale (h_{init}) et finale (h_{fin}) :

$$Q = \dot{m} \cdot (h_{fin} - h_{init}) \quad (2.9)$$

Comme l'enthalpie n'est pas mesurable, l'équation 2.8 est préférée pour les zones monophasiques (ou pour les fluides dont il ne se produit pas de changement de phase).

Si nous connaissons le bilan thermique, il est également possible de retrouver le rapport liquide-gaz, ou titre de vapeur (x), du fluide diphasique à l'aide des valeurs d'enthalpie en phases gaz saturée ($h_{ref,gs}$) et liquide saturée ($h_{ref,ls}$) :

$$Q = \dot{m}(x_{fin} \cdot h_{ref,gs} - x_{init} \cdot h_{ref,ls}) \quad (2.10)$$

dont une des valeurs d'enthalpie peut être parfois déduite si l'on suppose que le réfrigérant se trouve en une seule phase au début ou à la fin de l'échange thermique.

En raison de la difficulté de connaître les valeurs d'enthalpie du réfrigérant, certaines méthodes permettent de déterminer de façon approximative l'énergie échangée par les fluides. Parmi ces méthodes, nous retrouvons couramment le DTLM³⁹ et le ϵ -NUT⁴⁰. La première méthode est utilisée lorsque sont connues (entre autres grandeurs) les températures en entrée et sortie des deux fluides. La méthode ϵ -NUT est préférée quand les mesures de température sortantes ne sont pas disponibles. Cette méthode calcule la puissance maximale du système à partir des températures d'entrée des fluides. Ensuite, la puissance réelle est élaborée à l'aide du calcul d'une efficacité. Davantage de détails sur ces méthodes sont donnés dans l'annexe A.

³⁹ Différence de Températures Logarithmique Moyenne.

⁴⁰ Efficacité-Nombre d'Unités de Transfert.

Nous retrouvons des exemples d'application de ces méthodes pour les systèmes à compression de vapeur dans (Navarro-Esbri, Ginestar, Belman, Milian, & Verdu, 2010) pour le DTLM, et dans (Karlsson & Fahlén, 2008) pour le ϵ -NUT. Même si ces méthodes conduisent à de bonnes approximations, elles nécessitent la connaissance d'un grand nombre de paramètres tels que la surface d'échange, les coefficients d'échange des parois et des fluides entre autres. De plus, certains de ces coefficients sont calculés par des corrélations de nombres adimensionnels de Nusselt, Reynolds et Prandtl, et donc sont très dépendants de la façon dont le fluide s'écoule.

En effet, les modèles les plus complexes vont inclure toutes les spécificités liées à la technologie des échangeurs pour permettre de modéliser correctement le bilan thermique. Comme les parois des échangeurs ont leur propre inertie thermique, il est important de les prendre en compte afin d'obtenir des résultats précis.

Un autre facteur très important à prendre en compte dans le calcul des bilans thermiques est la perte de pression que le réfrigérant peut subir à l'intérieur. Ainsi, des pertes importantes éloigneront le comportement du processus du Cycle de Mollier et l'analyse du cycle sera plus complexe. D'ailleurs, il est très important de limiter les pertes de charge dans la boucle. Pour prendre en compte cet effet, des relations existent permettant d'estimer ces pertes dans chaque élément de la boucle (tuyaux, coudes, etc.) qui dépendent de facteurs tels que la section transversale, la vitesse du fluide, la friction, le type d'écoulement (laminaire ou turbulent), etc.

5.2 TECHNIQUES POUR LA MODÉLISATION ORIENTÉE COMMANDE ET LA COMMANDE

Nous avons présenté certaines notions et équations fondamentales pour modéliser de façon réaliste les systèmes à compression de vapeur. Il est généralement nécessaire de disposer d'outils de calcul suffisamment puissants pour prendre en compte tous les phénomènes qui interviennent dans ces systèmes thermiques, ce qui rend difficile la simulation de ce type de systèmes en temps réel.

Par ailleurs, l'utilisation de modèles pour la commande devient très importante dans l'industrie automobile, cela parce qu'ils permettent la prise en compte des couplages existants dans le système, ainsi que la réduction du nombre de capteurs à utiliser et du temps nécessaire pour la mise au point de ces systèmes. La commande fondée sur des modèles permet également d'améliorer l'efficacité des systèmes en utilisant les organes à leur meilleur point de fonctionnement.

Or, pour le développement des lois de commande fondées sur l'utilisation de modèles, il est préférable de procéder à la mise en place de modèles aussi simples que possible, de préférence linéaires, qui ne requièrent pas un grand nombre de

variables d'état et dont les dynamiques restent suffisamment représentatives du procédé à commander. Enfin, la loi de commande doit être développée et avoir de bonnes propriétés de robustesse au regard des erreurs de modélisation⁴¹ pour assurer les performances escomptées par le cahier des charges.

En vue aussi de mettre en place des procédures d'optimisation fondées sur des modèles, il est également important de limiter la complexité des modèles développés. Un modèle complexe peut augmenter fortement le temps de calcul nécessaire à la minimisation d'un critère.

Ainsi, l'état de l'art présenté ci-dessous est orienté « modèle pour la commande », avec une attention particulière pour les applications automobile. Toutefois, comme il est indiqué dans (Saiz Jabardo, Gonzales Mamani, & Ianella, 2002), l'état de l'art est difficile à établir avec précision dans cette industrie en raison des politiques de confidentialité des constructeurs. Pour cette raison, certains systèmes utilisés dans le milieu du bâtiment, ou autres applications, sont également cités.

Enfin, dans les modèles présentés dans la suite, il faut noter les spécificités suivantes :

- Les boucles froides dans les véhicules thermiques utilisent souvent un compresseur mécanique dont la vitesse est établie en pilotant le régime moteur. Comme dans les compresseurs mécaniques le régime compresseur reste plutôt une perturbation, le système est commandé par activation ou désactivation (cycle « start-stop ») pour arriver à une certaine capacité thermique. En revanche, dans les systèmes à compression de vapeur pour les véhicules électriques, la vitesse du compresseur est une des variables à piloter. Ainsi, les modèles conçus pour les bâtiments ont une similarité car ils utilisent également des compresseurs pilotables de façon continue.
- Dans les voitures, on trouve un ventilateur localisé dans la face-avant du véhicule (GMV). Celui-ci n'est pas toujours présent dans les bâtiments car ceux-ci bénéficient d'un débit d'air extérieur. En revanche, la commande du ventilateur à l'intérieur d'un habitacle, degré de liberté usuel dans les systèmes utilisés pour le confort thermique dans les bâtiments, n'est pas disponible dans l'automobile car il est géré par un système différent (le calculateur dans le cas d'une climatisation régulée, ou bien une interface homme-machine dans le cas d'une climatisation manuelle).
- Les pompes à chaleur dans les bâtiments doivent chauffer un volume d'air largement supérieur à celui d'un véhicule, ainsi la température des habitacles évolue plus rapidement dans les véhicules que dans les logements.

⁴¹ Une autre solution serait d'utiliser des modèles complexes donnant lieu à des lois de commande d'ordre élevé, et puis de réduire l'ordre des lois obtenues.

- Les systèmes pour les bâtiments ont parfois plusieurs zones à réchauffer et utilisent en conséquence plusieurs échangeurs de chaleur dont leur fonctionnement est géré par des vannes.

Dans le choix des variables d'entrée, de sortie et de commande pour la modélisation du système, plusieurs différences peuvent également être notées. Cela est la conséquence des différentes technologies utilisées et de l'objectif de la commande.

Par exemple, parmi les objectifs les plus courants de la commande nous retrouvons : la régulation à consigne de température donnée, la minimisation de la consommation énergétique, et la réduction de la surchauffe. Pour atteindre ces objectifs, les moyens d'action les plus usuels sont de commander le compresseur pour améliorer la capacité thermique du système, et les détendeurs pour la régulation de la surchauffe. Par ailleurs, même si l'objectif de la commande peut être le même pour plusieurs systèmes (par exemple, obtenir une certaine capacité thermique du système), ils peuvent utiliser des variables différentes pour atteindre un tel objectif (pression en entrée du condenseur, température du fluide secondaire, débit massique du réfrigérant, etc.).

La complexité de ces systèmes a été à l'origine du développement de plusieurs modèles empiriques pour la commande. D'une façon générale, nous retrouvons dans la littérature des techniques de modélisation des Cycles à Compression de Vapeur avec des complexités très variables. Les différents types de modélisation abordés dans la littérature sont décrits ci-dessous par ordre croissant de complexité.

5.2.1 MODÈLES DU PREMIER ORDRE / NON-PHYSIQUES

Ces modèles consistent en une représentation non-physique en utilisant des dynamiques du premier ordre. Les gains et constantes de temps sont identifiés de façon expérimentale. Ce type de modèles est usuellement couplé à la dynamique encore plus lente de la température dans l'habitable. La limitation principale de cette modélisation est qu'elle est trop simple et ne permet pas de déterminer les principales grandeurs du système ni prendre en compte les effets de couplage.

Un exemple de cette modélisation est donné dans les articles (Yeh, Chen, & Lin, 2009), (Lin & Yeh, 2007) où un système d'air conditionné résidentiel classique⁴² est modélisé par la méthode Bond-Graph. Ce modèle, d'ordre 13, est ensuite utilisé pour identifier des modèles du premier ordre utilisant comme entrées le régime compresseur et l'ouverture du détendeur et comme sorties la température de

⁴² Un système avec un condenseur, un évaporateur, un détendeur et un compresseur dont les détails technologiques ne sont pas donnés.

l'évaporateur, la surchauffe et la désurchauffe. L'évolution de la température dans l'habitable est modélisée par des équations physiques. Les deux systèmes sont ensuite connectés en cascade.

Pour la commande, les auteurs utilisent un régulateur PI dont les paramètres ont été optimisés par une technique LQR. La saturation des actionneurs est prise en compte par un dispositif « anti-windup ». Dans le cas d'une boucle de climatisation, nous retrouvons le schéma bloc Figure 2.17.

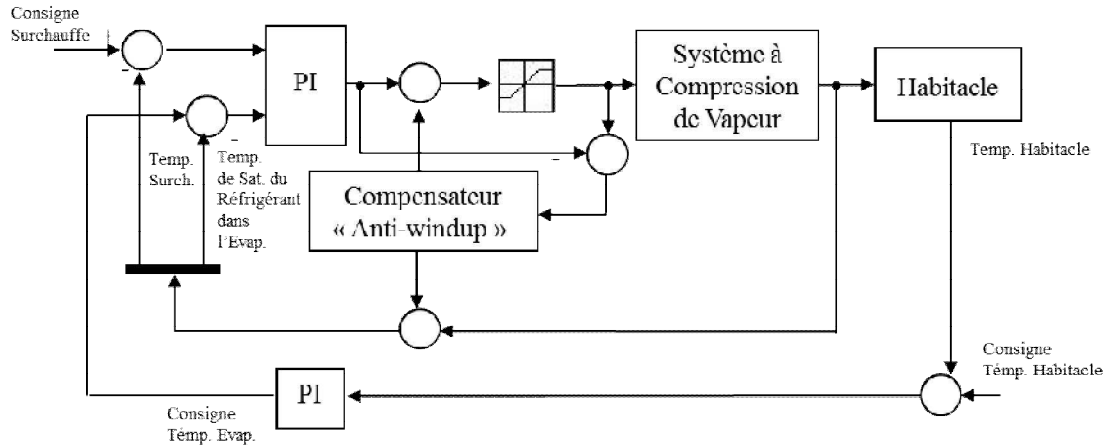


Figure 2.17. Commande d'un compresseur et d'un détendeur en présence de saturation

Pour une boucle de chauffage, les auteurs ont utilisé également des régulateurs PI. Pour arriver à une amélioration de la réponse transitoire et une réduction de la consommation énergétique, ils ont alterné entre une régulation de la surchauffe dans l'évaporateur (en régime transitoire) et une autre régulation de la désurchauffe dans le condenseur (en régime permanent, pour améliorer l'efficacité du système). Un compensateur sans-à-coup (« bumpless ») permet d'adoucir la transition entre les deux régulateurs.

5.2.2 MODÈLES DU PREMIER ORDRE / PHYSIQUES

Ce sont des représentations simples (avec quelques dynamiques du premier ordre et des retards). Dans ces modèles, les paramètres conservent un certain sens physique. Comme dans le cas des modèles du premier ordre non physiques, le procédé n'est pas modélisé comme une boucle réfrigérante mais comme des processus découplés dans une boîte noire.

Cette approche est illustrée dans (Fallahsohi, Changenet, Placé, Ligeret, & Lin-Shi, 2010). Le système de pompe à chaleur réversible dans cette étude est composé d'un compresseur à cylindrée variable, un évaporateur à eau (mélangé avec du glycol), un condenseur à eau, et un détendeur électronique avec le R410 comme fluide réfrigérant. Les actionneurs pilotés sont un détendeur électronique et une vanne dans le circuit d'eau.

A partir de dynamiques simples du premier ordre et des retards (dont les paramètres sont déterminés par un modèle physique), la surchauffe dans l'évaporateur et la pression de condensation sont réglées par une stratégie de *Commande Prédictive Fonctionnelle* (Figure 2.18).

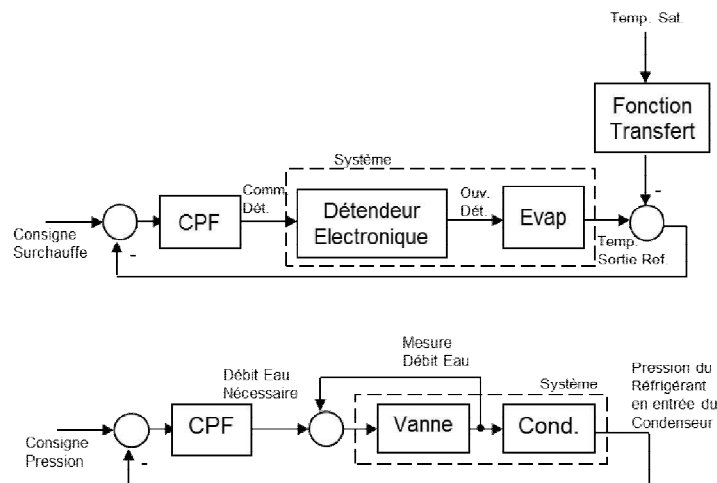


Figure 2.18. Régulation de la surchauffe et de la basse pression du réfrigérant d'un détendeur électronique et d'une vanne à l'aide de la *Commande Prédictive Fonctionnelle*

Cette loi de commande a été implantée dans un automate programmable Industriel et les résultats obtenus comparés avec ceux issus de l'utilisation d'un régulateur PID. La loi de commande montre une amélioration dans le rejet de perturbations, ainsi qu'une réduction de la surchauffe (ce qui conduit à une augmentation de l'efficacité du système) par rapport à l'implantation d'un régulateur PID.

5.2.3 MODÈLES « BOÎTE NOIRE »

Une autre approche est fondée sur l'utilisation de réseaux neuronaux artificiels (Hosoz & Ertune, 2006). Le système utilise une boucle de climatisation, correspondant à celle d'un véhicule, avec le réfrigérant R-134a. Le réseau est représenté sur le schéma de la figure 2.19.

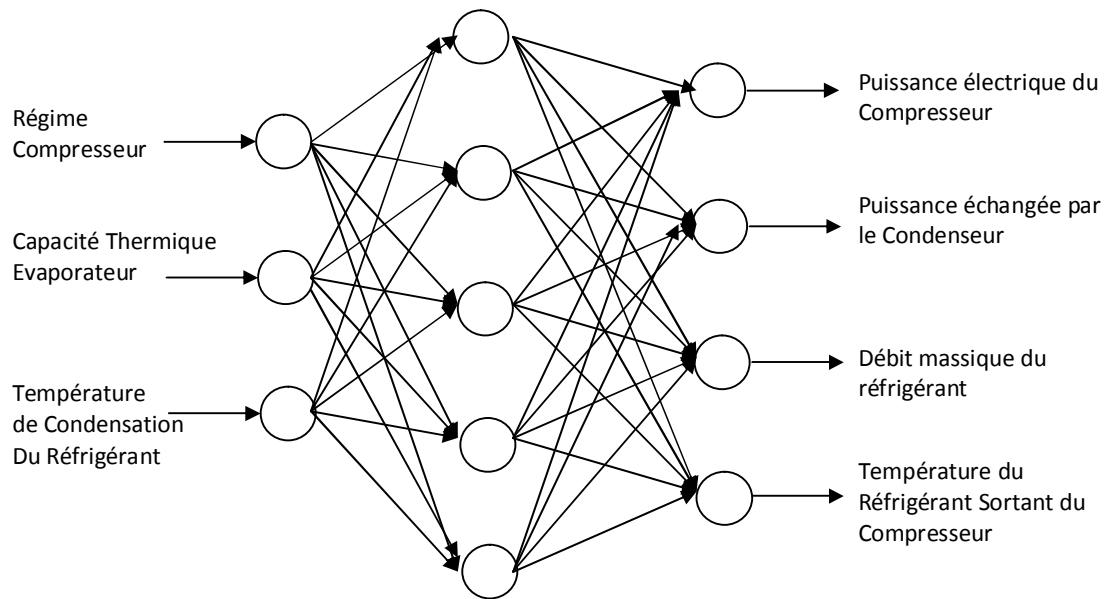


Figure 2.19 : Modèle par réseaux neuronaux artificiels d'un système de climatisation automobile

Même si l'objectif est son utilisation dans l'industrie automobile, le modèle est plutôt conçu pour déterminer les performances du système. Cependant, une utilisation pour la commande reste possible. Par exemple, ce même modèle a inspiré (Ekren, Sahin, & Isler, 2010) pour la construction d'un réseau neuronal artificiel pour l'identification du système, et une autre orienté pour sa commande (en inversant le modèle et en ajoutant un prédicteur de Smith pour les retards). La commande obtenue a été comparée avec d'autres commandes sans modèle de synthèse explicite, notamment un PID (réglé par la méthode de Ziegler-Nichols) et une commande floue. Dans cette étude, la commande par réseaux neuronaux a conduit à une consommation énergétique inférieure et des valeurs de la surchauffe et de la température d'eau lorsque le système subit des perturbations plus stables.

L'avantage des réseaux neuronaux artificiels (pour la modélisation) est qu'ils permettent de prendre en compte les non-linéarités du système qui ne peuvent pas être modélisées de façon simple de manière analytique. En contrepartie, ils requièrent de définir correctement l'architecture d'un tel réseau ainsi que ses paramètres. Par ailleurs, il est nécessaire de les caractériser par un nombre de données important pour réaliser un apprentissage effectif.

5.2.4 MODÈLES PHYSIQUES À PARAMÈTRES LOCALISÉS

Les modèles physiques à paramètres localisés sont des représentations discrètes permettant d'approcher le comportement de certains éléments des systèmes par des fonctions mathématiques dépendant uniquement du temps (même si le comportement du système réel dépend également de sa distribution spatiale).

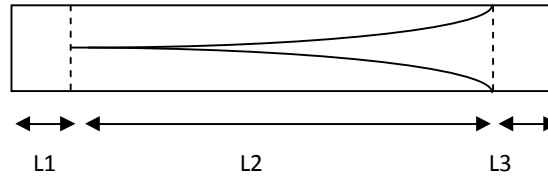
Selon plusieurs auteurs (par exemple (Alleyne, Rasmussen, Keir, & Eldredge, 2007)), ce type de représentation donne de bons résultats pour observer des changements de température dans un certain environnement (par exemple un habitacle, dont les dynamiques sont encore plus lentes que celles du système). Pour déterminer la puissance échangée par le condenseur/évaporateur, les deux tendances principales (Incropera & DeWitt, 1996) sont les méthodes DTLM et ϵ -NUT évoquées précédemment.

5.2.5 MODÈLES PHYSIQUES À FRONTIÈRE MOBILE

Le but d'une modélisation orientée commande est de rester assez simple, en respectant la dynamique principale du système. Plusieurs auteurs (He, 1996), (Rasmussen, 2005), (Leducq, Guilpart, & Trystram, 2006) considèrent comme nécessaire d'obtenir une très bonne estimation des phénomènes thermodynamiques produits à l'intérieur des échangeurs de chaleur. Selon eux, ce point est déterminant pour caractériser avec précision la dynamique principale du système (Alleyne, Rasmussen, Keir, & Eldredge, 2007).

Ainsi, une proposition pour bien représenter la dynamique du système tout en conservant un ordre relativement faible se fonde sur l'utilisation de paramètres localisés avec une frontière mobile (pour la modélisation des échangeurs de chaleur). Les frontières mobiles correspondent aux points de saturation (liquide et gazeux) du réfrigérant dans les échangeurs.

Dans ce type de modélisation, tous les composants sont décrits par des équations représentant la physique du système (bilans massiques et énergétiques). Comme les dynamiques sont plus lentes dans les échangeurs que dans les autres composants, l'effort de modélisation se focalise sur ces organes. Ainsi, l'échangeur est représenté comme un long tube dont nous retrouvons des zones monophasiques et diphasiques qui évoluent de manière continue et sont limitées par la longueur du tube (Figure 2.20). La modélisation de la fraction de vide permet de définir des propriétés thermiques moyennes pour le réfrigérant.



*Figure 2.20 : Schéma d'un échangeur de chaleur (vu comme un tube fini).
Les frontières des points de saturation sont marquées par des lignes pointillées.
Les longueurs L1, L2 et L3 sont variables.*

Les principales hypothèses utilisées dans ce type de modélisation sont :

- pas de pertes de charge dans le système ;
- température constante des parois pour chaque zone du réfrigérant (liquide saturé, diphasique, vapeur saturée) ;
- surface transversale constante.

L'équipe d'Ingénierie Mécanique de l'Université d'Illinois à Urbana-Champaign, dirigée par Andrew Alleyne, a mené de nombreux travaux sur ce type de modélisation, ainsi que sur la commande fondée sur ces modèles. Parmi eux, l'un des principaux collaborateurs de cette équipe est Bryan Rasmussen, un des créateurs de la librairie Thermosys Toolbox implantée dans Simulink.

Ces modèles sont utilisés dans l'industrie alimentaire, ainsi que dans l'industrie automobile (mais dans ce cas la validation est faite sur bancs d'essais). Les modèles sont usuellement validés avec des systèmes sous-critiques et trans-critiques utilisant les composants classiques. Dans (Leducq, Guilpart, & Trystram, 2003), nous retrouvons un exemple de cette représentation (simulé dans l'environnement Simulink), en considérant :

- *Etats* : Pression en entrée et sortie du détendeur, longueurs des échangeurs (en les modélisant comme des tubes plats), température dans les parois des échangeurs, longueur de la zone diphasique dans le condenseur.
- *Entrées* : Régime compresseur, Ouverture Détendeur.
- *Paramètres* : Coefficient de transfert thermique (sortie évaporateur), coefficient de transfert thermique (sortie condenseur), température du fluide externe (en contact avec l'évaporateur), température du fluide externe (en contact avec le condenseur).

Ces modèles sont issus usuellement d'un ensemble d'environ 10-15 équations aux dérivées partielles qui subissent une réduction d'ordre pour les rendre plus facilement manipulables pour la commande. Les simplifications du modèle permettent de réduire le modèle à un d'ordre 5. Ces modèles ont été exploités pour l'étude de plusieurs types de commandes, comme par exemple :

- pour un système à compresseur mécanique (validé sur banc) :

- Régulation avec hystérésis (Li & Alleyne, 2009) pour une boucle composée d'un condenseur, un filtre, un détendeur électronique, un évaporateur, et un compresseur. Cet article se focalise plus sur la validation d'un modèle pour le cyclage d'un compresseur que sur la validation des lois de commande en elles-mêmes. Toutefois, même si la technique de cyclage était très répandue dans les systèmes de climatisation des véhicules à moteur thermique, il a été démontré dans (Ratts & Brown, 2000) qu'elle affecte le rendement isentropique du compresseur, ce qui a une répercussion sur le COP du système.
- pour un système de climatisation automobile avec une boucle sous-critique (validé sur banc) :
 - 2 boucles SISO⁴³ commandées par des régulateurs PI/PID pour piloter la surchauffe (par le détendeur) et la température/pression de l'évaporateur (par le compresseur) (He, 1996), (Rasmussen, 2005). Ces lois de commande ont été utilisées à titre comparatif avec d'autres lois de commande plus avancées puisque, comme argumentent les auteurs, une grande majorité de systèmes à compression de vapeur sont régulés de cette manière (Figure 2.21).

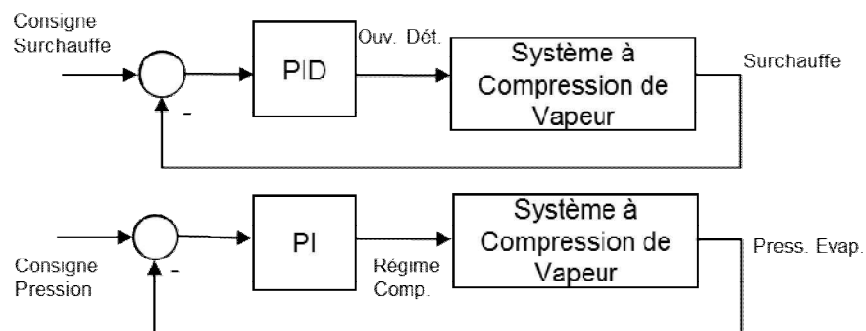


Figure 2.21. Schéma représentant de façon indépendante les deux boucles SISO.

- 1 boucle MIMO⁴⁴ :
 - utilisant des régulateurs PID (He, 1996), (Alleyne, Rasmussen, Keir, & Eldredge, 2007). Les auteurs montrent que l'approche MIMO permet de résoudre les problèmes de couplage présents dans le système (Figure 2.22).

⁴³ Single Input Single Output; c'est-à-dire système monovariable

⁴⁴ Multiple Input Multiple Output; c'est-à-dire système multivariable

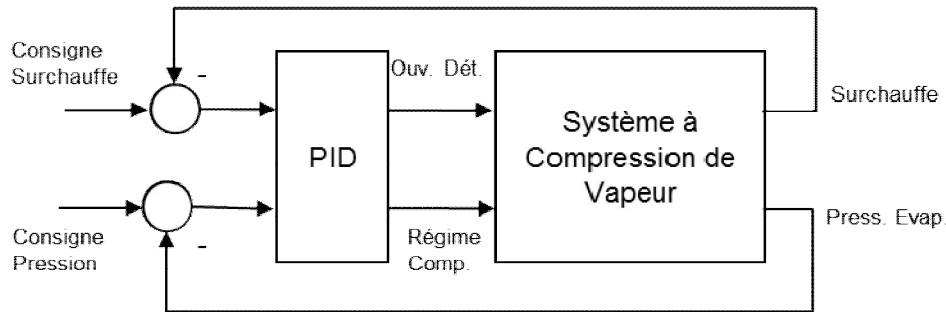


Figure 2.22. Régulation PID multivariable d'un système à compression de vapeur

- utilisant des régulateurs synthétisés par des techniques telles que LQG^{45} + *Intégrateur* (He, 1996) et H_{∞} (Rasmussen, 2005) puis interpolés par des techniques de *séquençement de gain* (Gain-scheduling control) (Rasmussen, 2005); la première approche montre une amélioration des performances et de la stabilité par rapport aux régulateurs PID traditionnels; néanmoins, la technique H_{∞} n'a pu être exploitée à fond en raison de la non convergence des algorithmes de synthèse (faisant appel à des systèmes d'équations de type LMI⁴⁶) vers des solutions garantissant la stabilité du système. Le schéma bloc général de ces approches est donné Figure 2.23.

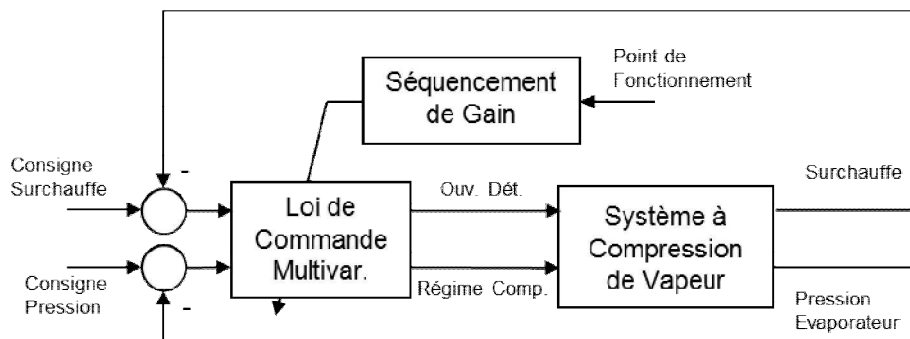


Figure 2.23. Schéma représentant une commande multivariable avancée pour un système à compression de vapeur

- Pour un système de climatisation avec de multiples évaporateurs :

⁴⁵ Régulateur Linéaire Quadratique avec gain de Kalman

⁴⁶ Inégalités Matricielles Affines

- *Commande Prédictive* (Elliott & Rasmussen, 2008) pour régler la capacité de refroidissement de chaque évaporateur ; des régulateurs PI (dont les gains ont été obtenus par la méthode de Ziegler-Nichols) servent à régler le compresseur et certaines vannes. Le système expérimental utilisé est décrit par le schéma bloc de la Figure 2.24.

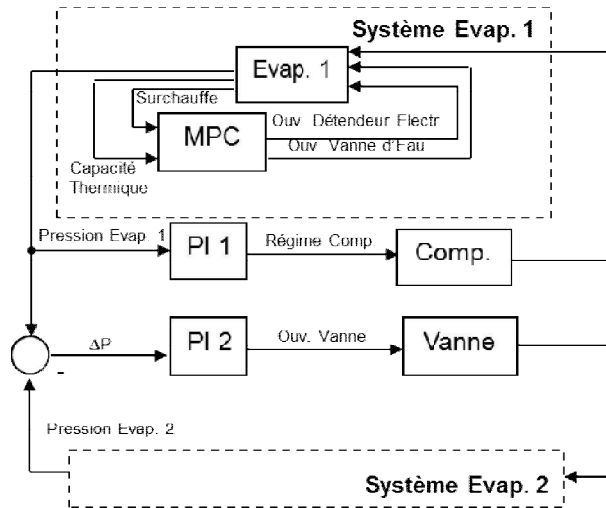


Figure 2.24. Cas d'un système de compression de vapeur avec plusieurs évaporateurs pour les bâtiments

La *commande prédictive (non-linéaire)* a été utilisée également dans (Leducq, Guilpart, & Trystram, 2006) pour un système à compression de vapeur utilisé dans l'industrie alimentaire. La commande de ces systèmes se fait en agissant sur la vitesse du compresseur, l'ouverture du détendeur et le débit d'eau dans le condenseur. Le débit massique de l'eau dans l'évaporateur est pris, dans un premier temps, comme une perturbation. Dans une deuxième phase, le débit massique de l'eau dans l'évaporateur est utilisé comme une entrée pilotable (Figure 2.25).

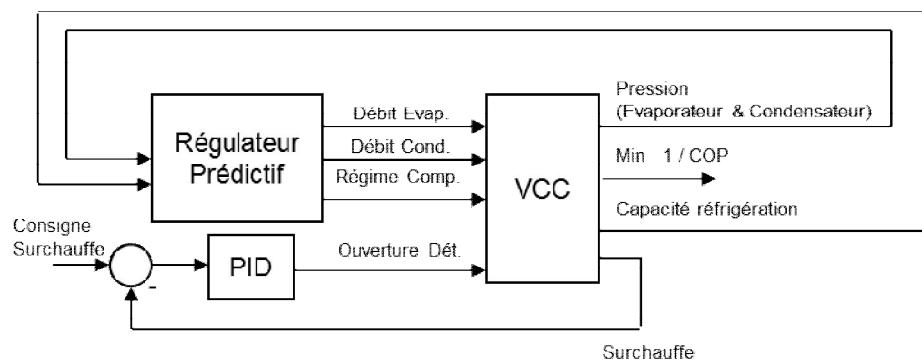


Figure 2.25. Schéma représentant les deux modes de fonctionnement commandés par un régulateur prédictif non-linéaire

Les modèles à frontière mobile ont été également utilisés pour la détection de défauts (entartrage des échangeurs, réduction du débit massique du fluide externe, fuites de réfrigérant, dysfonctionnement des composants, etc.) et le diagnostic des systèmes. Cependant, il est nécessaire de connaître plusieurs paramètres du système (par exemple, longueur des tuyaux dans les échangeurs de chaleur, surface transversale) ainsi que les propriétés thermiques principales du réfrigérant et des parois des composants.

5.2.6 MODÈLES À VOLUME FINI DISCRÉTISÉS

L'utilisation de modèles à volume fini discrétisés conduisent à des modèles d'ordre très élevé qui ne sont pas usuellement utilisés pour la commande. Ils décomposent la géométrie des échangeurs de chaleur en de nombreuses régions de petite taille, ce qui permet de prendre en compte les échanges entre le réfrigérant et les parois des échangeurs avec une meilleure finesse. Ces modèles sont implantés dans plusieurs logiciels tels qu'AMESim.

6 DESCRIPTION DU SYSTÈME

Dans le cadre du projet industriel VEGA THOP, un système de PAC réversible a été conçu. Le système a été intégré par VALEO à La Verrière dans un banc d'essais de Climatisation et de Pompe à Chaleur. Puis, le système développé a été assemblé ensuite sur des véhicules prototype (Fluence électrique).

Les composants intégrant ce système de pompe à chaleur réversible sont :

- un compresseur électrique ;
- un échangeur de chaleur qui peut être utilisé comme condenseur (mode climatisation) ou évaporateur (mode chauffage) ;
- deux détendeurs électroniques ;
- un évaporateur, qui est utilisé uniquement en mode climatisation ;
- un condenseur à eau qui n'est actif que pour le mode chauffage (lié à un circuit d'eau glycolée) ;
- une pompe et un radiateur localisés dans le circuit d'eau glycolée ;
- un accumulateur ;
- plusieurs tubes qui permettent l'écoulement du fluide réfrigérant au travers de ces composants ;
- des vannes, qui permettent de basculer entre les modes de fonctionnement ;

- le réfrigérant R-1234yf.

La Figure 2.26 montre la disposition des composants dans ce système.

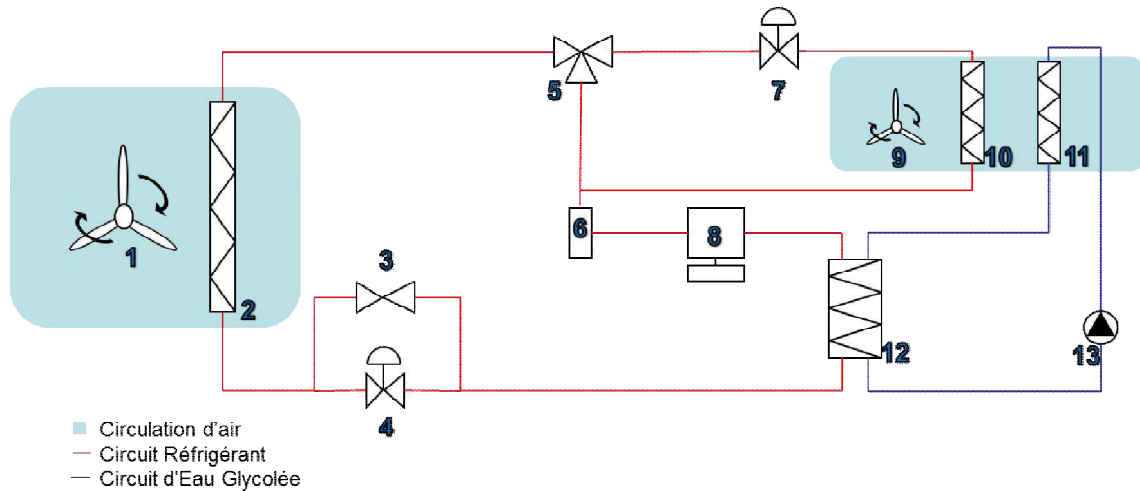


Figure 2.26. Circuits du système dont les composants sont :
 1- GMV Moteur ; 2- Echangeur de chaleur extérieur ; 3- Vanne 2 Voies ;
 4- Détendeur Electronique ; 5- Vanne 3 Voies ; 6- Accumulateur ; 7- Détendeur
 Electronique ; 8- Compresseur Electrique ; 9- GMV Habitatacle ; 10- Evaporateur ;
 11- Aérotherme ; 12- Condenseur à Eau ; 13- Pompe à Eau

Plusieurs modes de fonctionnement sont possibles (selon l'ouverture des vannes), deux ont été retenus comme les plus représentatifs du système pour son étude. Ces modes correspondent à une boucle froide classique et à une PAC sur l'eau. La Figures 2.27-2.28 schématisent la différence entre ces modes de fonctionnement :

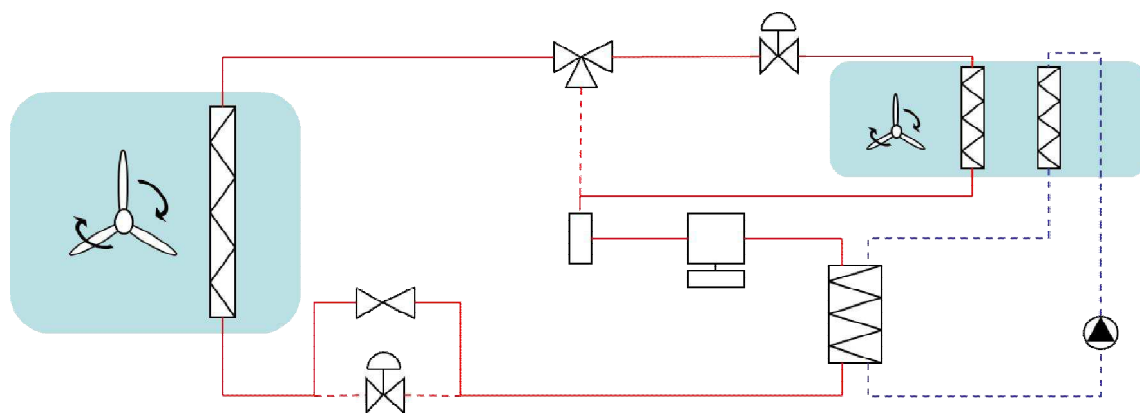


Figure 2.27. Mode « refroidissement »

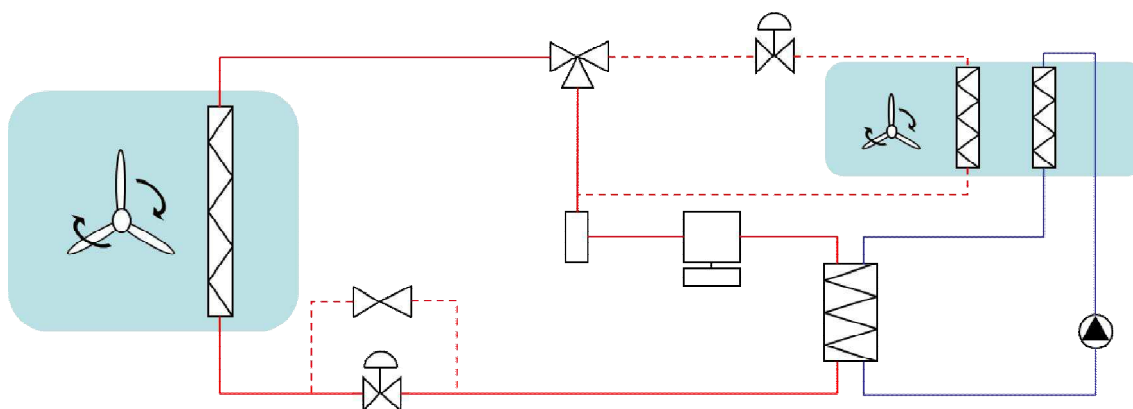


Figure 2.28. Mode « chauffage »

A la différence d'autres systèmes de pompe à chaleur réversible, ce système utilise des vannes pour définir le circuit pour l'écoulement du réfrigérant au lieu d'inverser le sens du réfrigérant.

Certains de ces composants sont partagés par les deux modes de fonctionnement : le compresseur, l'accumulateur et l'échangeur de chaleur localisé face-avant (il est utilisé comme condenseur en mode climatisation, et comme évaporateur en mode chauffage). Le condenseur à eau est présent dans les deux modes de fonctionnement mais, la pompe à eau étant inactive, il ne présente que certaines pertes de charge et température. Les détendeurs électroniques, localisés en divers points du système, sont différents dans leurs dimensions d'ouverture.

Ce système permet d'effectuer le pilotage du régime compresseur, de la tension du ventilateur (celui localisé près du moteur), du régime de la pompe à eau, ainsi que de l'ouverture des détendeurs. La vitesse du compresseur électrique est comprise dans la plage de 960 à 8640 tour/min. Le GMV à pleine puissance est capable d'atteindre des débits d'environ 3035 m³/h dans des conditions typiques de fonctionnement. La pompe à eau peut fournir un débit maximal de 300 l/h.

Les mesures disponibles dans le banc d'essais incluent la température et la pression du réfrigérant en plusieurs points du système, le débit massique du réfrigérant en aval du compresseur et celui de l'eau en aval de la pompe⁴⁷, la température des autres fluides intervenant dans la boucle, ainsi que des mesures de courant et tension des organes pilotables. Les capteurs de pression et température disponibles pour la commande et l'identification sont indiqués Tableau 2.1 et leurs positions sont représentées Figure 2.29.

⁴⁷ Mesures disponibles uniquement pour l'identification du système.

Nom	Type de mesure	Plage de mesure
T1	Température du Réfrigérant	-30°C à 140°C
PT2	Pression et Température du Réfrigérant	0-35 bars -30°C à 140°C
T3	Température de l'Air	-30°C à 70°C
T4	Température de l'Air	-30°C à 70°C
PT5	Pression et Température du Réfrigérant	0-35 bars -30°C à 140°C
P6	Pression du Réfrigérant	0-5 bars
T7	Température de l'Air	-30°C à 70°C
T8	Température de l'Air	-30°C à 70°C
T9	Température de l'Eau	-30°C à 100°C
T10	Température de l'Air	-30°C à 70°C

Tableau 2.1. Capteurs de température et pression dans le système

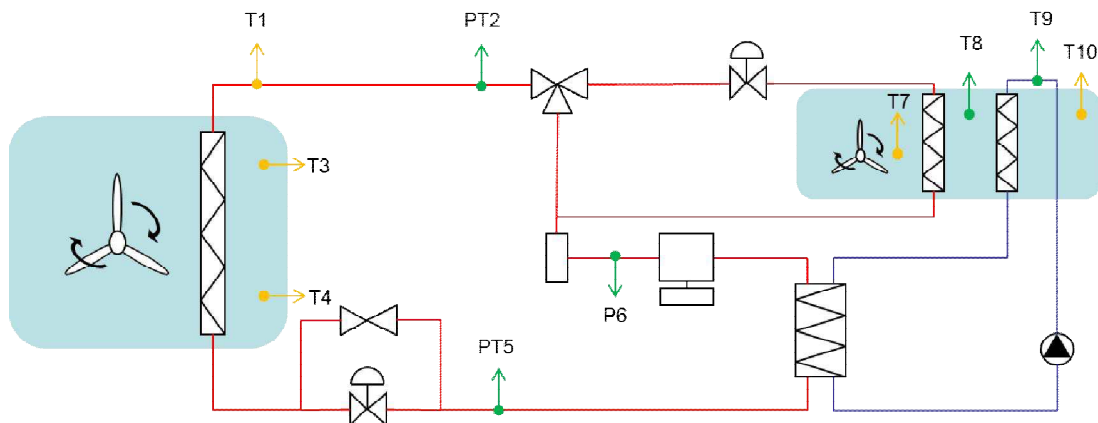


Figure 2.29. Disposition des capteurs dans le système.
En vert, ceux qui sont disponibles pour la commande ;
en orange, ceux qui sont disponibles en plus pour l'identification

7 CONCLUSION DU CHAPITRE

Dans ce chapitre nous avons introduit les systèmes à compression de vapeur, en montrant la complexité propre de ces systèmes. En effet, du fait des nombreuses technologies et des nombreux composants disponibles, les types de modélisation rencontrés dans la littérature n'ont pas convergé vers une solution unique utilisable pour la commande.

Comme nous le verrons au chapitre III, il ne nous est pas possible d'utiliser une des techniques de modélisation présentées pour notre cas d'étude. Dès lors, nous nous inspirerons de ces techniques, et des autres concepts présentés dans ce chapitre, pour proposer un modèle répondant aux besoins de la thèse.

Le chapitre suivant aura pour but de détailler la démarche et les équations utilisées pour la modélisation des systèmes à compression de vapeur. Nous examinerons de plus la modélisation des autres systèmes thermiques, couplés au système de pompe à chaleur réversible, dans la voiture. L'ensemble des modèles développés sera repris aux chapitres IV et V pour la commande et l'optimisation.

Chapitre III. Modélisation des Systèmes Thermiques

1 INTRODUCTION

Le chapitre précédent a permis de présenter les systèmes à compression de vapeur. Ces systèmes sont depuis longtemps très utilisés, notamment dans l'automobile et dans l'industrie des bâtiments, pour maintenir une zone à une certaine température. Nous avons également présenté les technologies les plus importantes utilisées par ces systèmes, ainsi que plusieurs approches mises en œuvre pour leur modélisation. Enfin, nous avons présenté la pompe à chaleur réversible étudiée dans cette thèse.

Pour permettre la validation des lois de commande implantées sur ce système, un modèle permettant de simuler son comportement dynamique a été mis en œuvre, lequel modélise également les interactions entre la PAC et d'autres actionneurs, ainsi qu'avec la zone dont nous souhaitons maintenir une certaine température (soit ici l'habitacle d'une voiture).

Ainsi, une plateforme MIL⁴⁸ a été développée sous Matlab-Simulink® pour valider les lois de commande développées dans cette thèse. Cette plateforme de simulation permet de réaliser plusieurs essais sans avoir recours à un véhicule réel ; cela permet d'optimiser les coûts mais également de valider les stratégies de commande développées avant de les embarquer dans le calculateur automobile.

Des spécificités industrielles importantes à prendre en compte lors du développement d'une telle plateforme sont liées au fait que celle-ci doit être facilement adaptable à plusieurs systèmes similaires (donc suffisamment générique), mais également que la mise au point doit pouvoir être réalisable très rapidement. Ces spécificités s'expliquent par les points suivants :

- la mise au point des lois de commande des systèmes peut prendre à elle seule jusqu'à 6 mois par rapport aux 3 ans qui sont en moyenne nécessaires pour le développement d'un véhicule (Petit, 2013) ;
- pendant la phase de développement d'un projet industriel, plusieurs modifications du système peuvent avoir lieu (remplacement des composants, positionnement des capteurs, etc.) ;

⁴⁸ De l'anglais « Model-In-the-Loop ».

- le système peut être réutilisé dans des conditions différentes que celles initialement prévues (passage d'un banc d'expérimentation contrôlé à un véhicule, par exemple).

De plus, les différents modèles qui composent la plateforme serviront de base au développement des lois de commande et d'optimisation. Pour cela, les considérations prises en compte pour l'obtention de tels modèles sont détaillées dans les sections suivantes.

La démarche générale pour la modélisation des différents composants de la plateforme de simulation, est tout d'abord présentée ci-dessous.

2 DÉMARCHE GÉNÉRALE POUR LA MODÉLISATION

Les modèles présentés dans ce chapitre ont pour objectif la caractérisation dynamique de l'évolution des principales grandeurs des actionneurs thermiques, ainsi que de l'habitacle de la voiture, et ce pour plusieurs points de fonctionnement. Les développements réalisés sous Matlab-Simulink® seront utilisés pour la validation des techniques de commande et d'optimisation présentées aux chapitres suivants.

En effet, la commande de ces systèmes implique de disposer d'un modèle représentatif de leur comportement. Ces modèles n'ont pas besoin d'être trop précis, mais doivent refléter malgré tout avec suffisamment de réalisme la dynamique des cycles thermodynamiques (à compléter éventuellement pour une analyse de sensibilité).

Les caractéristiques souhaitées pour les modèles implantés dans la plateforme MIL sont les suivantes :

- modèles simples utilisables pour la simulation hors-ligne en temps réel, à simplifier encore pour la commande et l'optimisation (modèles orientés commande) ;
- modèles représentatifs des principales dynamiques intervenant pour les différentes entrées et perturbations des systèmes ;
- modèles modulaires ;
- modèles facilement identifiables ;
- modèles des systèmes à compression de vapeur :
 - facilement adaptables à plusieurs boucles froides / pompes à chaleur ;
 - facilement adaptables à plusieurs réfrigérants ;
 - le plus indépendants possible des technologies ;
- modèles de l'habitacle et HVAC facilement adaptables à plusieurs véhicules.

Les deux premières exigences correspondent au besoin de valider des lois de commande avec un modèle qui traduit de façon la plus réaliste possible le comportement d'un système. En revanche, les dernières exigences vont permettre d'avoir un degré de souplesse supplémentaire pour s'adapter facilement à une évolution potentielle de certains composants du système.

L'état de l'art a révélé que la complexité des modèles rencontrés dans la littérature ne permet pas d'établir un modèle générique qui réponde à tous les besoins indiqués auparavant. Cette constatation motive le modèle que nous avons développé, détaillé par la suite, s'inspirant des différentes techniques rencontrées. Plus spécifiquement, cette thèse s'intéresse à la mise en œuvre d'un modèle générique utilisable en milieu industriel, qui permette la simulation de plusieurs systèmes à compression de vapeur.

De plus, des modèles supplémentaires ont été développés pour l'habitable, l'HVAC et les CTP :

- le modèle habitacle a été élaboré à partir d'une analyse des principaux échanges thermiques;
- les CTP sont modélisés d'un point de vue électrique. Ils ont par ailleurs un rapport puissance thermique et électrique presque égal à l'unité ;
- la modélisation de l'HVAC correspond à l'architecture permettant de définir les stratégies de soufflage d'air.

Dès lors, le modèle de la PAC réversible a été conçu pour être couplé au modèle représentant l'évolution thermique de l'habitable à travers l'HVAC. L'idée est alors de commander la PAC réversible pour atteindre une certaine consigne de température de l'air échangé avec l'évaporateur (respectivement l'ensemble condenseur à eau/radiateur) pour le mode climatisation (respectivement chauffage). Ceci constituera en fait le point de départ du modèle habitacle. De plus, des CTP sur l'air sont localisés à l'intérieur de l'HVAC (voir Figure 3.1).

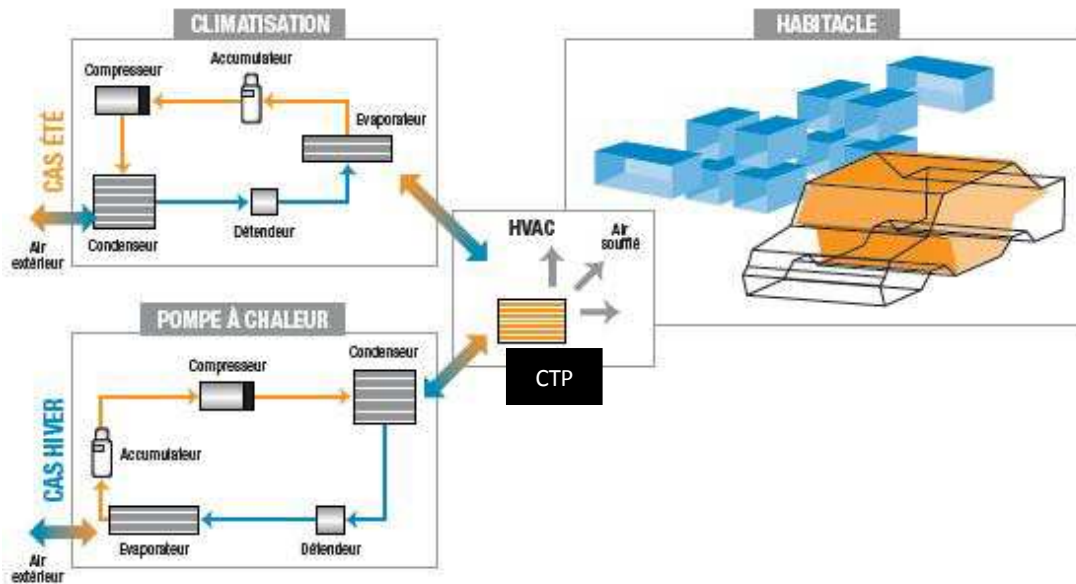


Figure 3.1. Principe de couplage des modèles du système à compression de vapeur (climatisation ou pompe à chaleur) et des CTP avec le modèle habitacle.

Chaque modèle ou sous-modèle développé est présenté ci-dessous de façon séparée.

2.1 POMPE À CHALEUR

Le modèle de la pompe à chaleur développé dans le contexte de ces travaux s'est inspiré des points forts et de certaines hypothèses liés aux techniques de modélisation décrites aux chapitres précédents. En effet, nous pouvons tirer des modèles présentés dans la littérature pour les systèmes à compression de vapeur les conclusions suivantes :

- Il est toujours recommandé d'utiliser des modèles simples pour déterminer les lois de commande. Néanmoins, la littérature montre que les dynamiques du premier ordre sont parfois insuffisantes pour modéliser les cycles à compression de vapeur (sauf quand ces modèles sont couplés avec la dynamique de l'habitacle⁴⁹ ou lorsqu'elles modélisent une seule variable dans un point de fonctionnement unique⁵⁰). Une autre insuffisance des modèles du

⁴⁹ Voir (Lin & Yeh, 2007) par exemple.

⁵⁰ Par exemple, dans (Fallahsohi, Changenet, Placé, Ligeret, & Lin-Shi, 2010) la température du réfrigérant en sortie de l'évaporateur est modélisée comme une dynamique du premier ordre ayant l'ouverture du détendeur comme entrée.

premier ordre est le fait que ceux-ci ne modélisent pas la boucle réfrigérant complète et donc ne prennent pas en compte tous les couplages potentiels.

- Pour ce qui concerne les modèles fondés sur des réseaux neuronaux artificiels, le problème principal est la définition de la structure et des paramètres pour bien poser le problème, ainsi que la nécessité d'une grande base de données pour obtenir un modèle suffisamment précis.
- Certains auteurs ont indiqué que les modèles à paramètres localisés ne sont pas suffisants pour bien représenter les dynamiques du système réfrigérant. Ainsi, ils ont proposé de découper les échangeurs de chaleur en zones et de déterminer de façon continue la longueur de chaque phase du réfrigérant (frontière mobile).
- L'utilisation d'une frontière mobile semble être un élément intéressant pour l'analyse d'un système à compression de vapeur. Cependant, elle rend le modèle beaucoup plus complexe (en fait elle est normalement suivie d'une réduction d'ordre pour se ramener à un modèle simple). Par ailleurs, ces modèles demandent la connaissance de plusieurs paramètres, dont certains sont difficiles à identifier sans une connaissance profonde du système⁵¹ (incluant leurs caractéristiques techniques). Finalement, ils ne prennent pas en compte les pertes de pression dans le système, ce qui peut s'avérer important dans certains cas (car elles peuvent entraîner des pertes de performance dans le système).

D'autre part, la recherche bibliographique a montré que plusieurs hypothèses communes aux modèles sont posées. Par exemple :

- Il est possible de négliger la dynamique du compresseur et du détendeur car elle est plusieurs fois plus rapide que celle caractérisant le comportement des échangeurs (Alleyne, Rasmussen, Keir, & Eldredge, 2007), (Leducq, Guilpart, & Trystram, 2003). A titre d'exemple, (Yeh, Chen, & Lin, 2009) indiquent que les constantes de temps du compresseur et du détendeur sont respectivement de 3 et 1 secondes, alors que pour le condenseur et évaporateur on note plutôt 217 et 62 secondes.
- La minimisation de la surchauffe peut être un élément important puisque de cette manière nous pouvons assurer une bonne efficacité (COP) du système (Lin & Yeh, 2007). En revanche, il est également nécessaire d'assurer que le réfrigérant reste en phase gazeuse à l'entrée du compresseur.

⁵¹ Parmi les paramètres nécessaires nous retrouvons par exemple la longueur des canalisations et leur diamètre dans l'échangeur de chaleur ainsi que le coefficient d'échange thermique du matériel associé. De plus, le coefficient d'échange thermique pour les fluides doit être connu, sachant qu'il peut varier s'il y a un changement de phase dans au moins un des fluides.

Il est donc important de noter que la dynamique dominante du système est celle des échangeurs de chaleur. C'est pourquoi les efforts de modélisation visent avant tout à obtenir une représentation correcte des phénomènes physiques dans ces organes.

2.1.1 BESOINS ET DÉMARCHE

2.1.1.1 GÉNÉRALITÉS

Comme indiqué précédemment, plusieurs critères sont à prendre en compte pour la recherche d'un modèle de commande.

Il doit être modulaire, pour pouvoir s'adapter aux deux modes de fonctionnement. Le modèle doit également être simple et facilement adaptable aux changements de technologies ou de réfrigérants. Pour cela, le modèle proposé pour ces systèmes a été décomposé en blocs.

Le modèle est fondé sur les quatre éléments principaux qui vont influencer le plus fortement l'état du réfrigérant : le compresseur, le condenseur, le détendeur et l'évaporateur. En sortie de chaque organe, l'état du réfrigérant devient l'entrée de l'organe suivant.

Comme le modèle doit être adaptable à plusieurs systèmes, il doit incorporer les principales entrées possibles du système (tant les entrées pilotables que les perturbations) : régime du compresseur, ouverture du détendeur, débit d'air imposé du GMV moteur, débit d'eau dans la pompe à eau, débit et température de l'air provenant du HVAC, température extérieure.

Pour le modèle global du système à compression de vapeur, plusieurs sorties sont disponibles, du fait des différents états du réfrigérant dans son parcours dans la boucle. En prenant en compte le système étudié, le cahier des charges pour la commande (Chapitre IV), ainsi que le critère d'optimisation (Chapitre V), nous avons choisi les sorties suivantes :

- la température des fluides secondaires (de l'eau en entrée du radiateur pour le cas du chauffage et de l'air en sortie de l'échangeur habitacle pour les deux cas) ;

- deux mesures de pression (une mesure entre le compresseur et le détendeur, et une autre entre le détendeur et le compresseur⁵²) et le taux de compression entre eux ;
- la puissance électrique et le COP.

Une dernière spécificité du modèle qui permet de simplifier son identification est que les entrées faisant le lien de chaque sous-modèle soient des grandeurs mesurables. Cela facilite l'identification organe par organe.

Le modèle global est donc représenté par le schéma de la Figure 3.2.

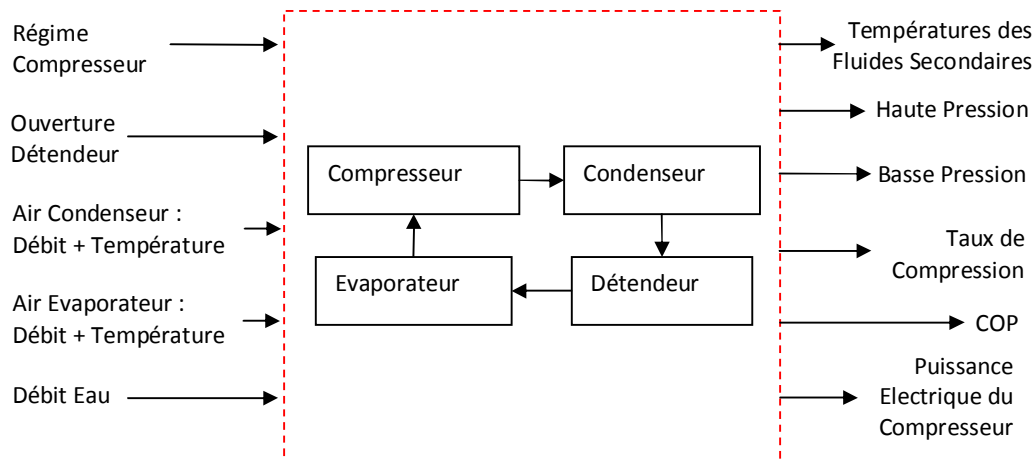


Figure 3.2 : Schéma bloc des éléments principaux du système à compression de vapeur et ses entrées⁵³

Cette structure reste générique pour plusieurs systèmes à compression de vapeur. Nous nous focaliserons malgré tout dans la suite à représenter le système étudié dans ses deux modes de fonctionnement (pompe à chaleur et climatisation). Pour des systèmes incluant d'autres organes, le caractère modulaire du modèle permet d'ajouter (ou d'enlever) des composants à ceux présentés dans ces travaux.

Comme certains composants sont similaires pour les deux modes de fonctionnement, les modèles de chaque composant ont la même structure et n'admettent que des variations dans les paramètres. La seule exception se situe au niveau du condenseur : en mode « climatisation », il s'agit d'un « condenseur à air » tandis qu'en mode « chauffage », il s'agit d'un « condenseur à eau » (donc incluant une boucle sur l'eau avec une pompe et un aérotherme).

⁵² Elles correspondent respectivement aux points de haute et basse pression du réfrigérant.

⁵³ Le débit et la température du condenseur en mode chauffage correspondent à ceux provenant de l'HVAC tandis qu'en mode climatisation ils correspondent à la température extérieure et au débit GMV moteur. Pour l'évaporateur, ces grandeurs s'inversent.

2.1.1.2 LE CYCLE CARNOT OU IDEAL

La modélisation de ces systèmes nécessite une analyse préalable du cycle idéal. Puis, certaines hypothèses sont formulées tenant compte de la réalité et conduisant à un cycle réel s'écartant de l'idéal. La Figure 3.3 montre via un diagramme de Mollier certaines différences qui peuvent exister entre les cycles idéal et réel. Par exemple, nous pouvons retrouver plusieurs pertes de charge, une compression et une détente non isentropiques, un sous-refroidissement, une surchauffe, etc.

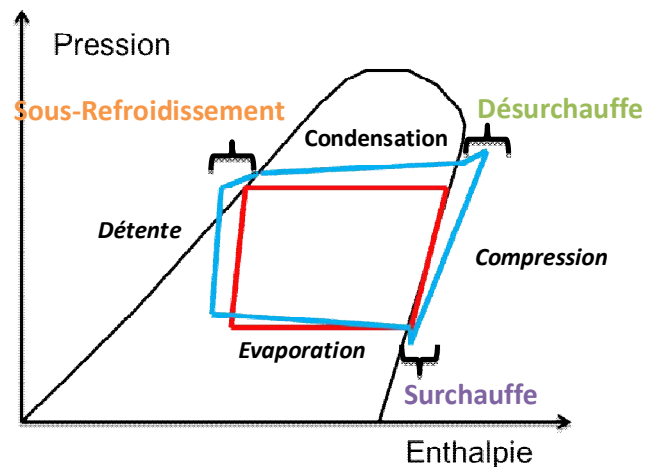


Figure 3.3 : Comparaison d'un cycle idéal (en rouge) avec le même cycle d'une façon plus réaliste (en bleu)

2.1.2 HYPOTHÈSES

Plusieurs hypothèses ont été prises en compte pour simplifier le modèle final :

Pour le compresseur :

- la puissance électrique se transforme (partiellement) en puissance thermique à apporter au réfrigérant lors de la compression ;
- le débit massique sortant du compresseur est le même partout dans la boucle réfrigérant (hypothèse utilisée usuellement en régime stabilisé).

Pour le détendeur :

- les pertes de pression et température sont isenthalpiques.

Pour le condenseur :

- le fluide sort toujours en phase liquide⁵⁴ (cela n'implique pas forcément un sous-refroidissement mais il reste possible).

Pour l'évaporateur :

- le fluide sort toujours en phase gazeuse (conséquence de l'utilisation d'un accumulateur) ;
- il n'y a pas de surchauffe (hypothèse valide en régime stabilisé du détendeur, quand il se comporte comme un orifice tube) ou celle-ci a une valeur constante d'au plus 3°.

Pour le réfrigérant :

- l'écoulement se comporte de façon laminaire ;
- le cycle est sous-critique.

Nous allons également considérer qu'il y a certaines pertes de charge dans le système. Ces pertes de charge sont localisées :

- dans la tuyauterie entre le compresseur et le condenseur ;
- à l'intérieur du condenseur ;
- dans la tuyauterie entre le condenseur et le détendeur ;
- à l'intérieur de l'évaporateur ;
- entre l'évaporateur et le compresseur.

Enfin les seules pertes de température à prendre en compte sont celles liées aux pertes de charge (par exemple, parce qu'un abaissement de la pression entraîne un abaissement de la température de saturation).

2.1.3 APPROCHE SEMI-PHYSIQUE

Pour modéliser le système, nous sommes partis d'une approche à paramètres localisés. Comme nous l'avons indiqué, le point faible de cette technique est qu'elle ne modélise pas le comportement dynamique du système. Ainsi, des dynamiques du premier ordre (dont les constantes du temps sont identifiées expérimentalement) permettront de compenser ce manque.

Dès lors, certaines équations classiques pour modéliser ces systèmes ont été reprises. Comme nous l'avons indiqué dans le chapitre précédent, certaines de ces équations ont été obtenues de façon empirique, puis modifiées à plusieurs reprises pour améliorer la précision des résultats. De la même façon, lorsque nous avons

⁵⁴ La plupart des systèmes à compression de vapeur sont dimensionnés pour avoir toujours un sous-refroidissement et une surchauffe dans plusieurs points de fonctionnement (Daly, 2006).

identifié la sensibilité d'une variable d'état par rapport à une entrée non modélisée, nous avons ajouté des termes nous permettant de la prendre en compte.

Enfin, pour déduire un modèle paramétrique plus simple à identifier, plusieurs considérations ont été retenues, comme par exemple :

- la prise en compte de valeurs standard pour certains paramètres connus ;
- le regroupement de certains paramètres inconnus, puis identifiés par une méthode de moindres carrés non-linéaires.

Dans la suite, nous décrivons les équations utilisées pour chaque sous-système, ainsi que la localisation des dynamiques du premier ordre dans la structure globale.

2.1.3.1 RÉFRIGÉRANT

La définition des caractéristiques du réfrigérant R-1234yf a été réalisée à l'aide de cartographies pour les valeurs de gaz et liquide saturés à différentes valeurs de pression / température⁵⁵. L'utilisation de ces cartographies permet d'éviter d'avoir à accomplir des modifications trop complexes au sein du modèle en cas de changement de réfrigérant.

Ces cartographies, issues de (Tanaka & Higashi, 2010), permettent d'obtenir plusieurs caractéristiques du réfrigérant telles que la masse volumique, le niveau d'enthalpie, la chaleur spécifique à pression (ou volume) constante, le niveau d'entropie. Elles permettent également de lier les températures et pression de saturation (Figures 3.4-3.5).

⁵⁵ Nous rappelons que, pour le gaz et liquide saturés ainsi que pour la région diphasique, les courbes d'iso-pression et iso-température coïncident.

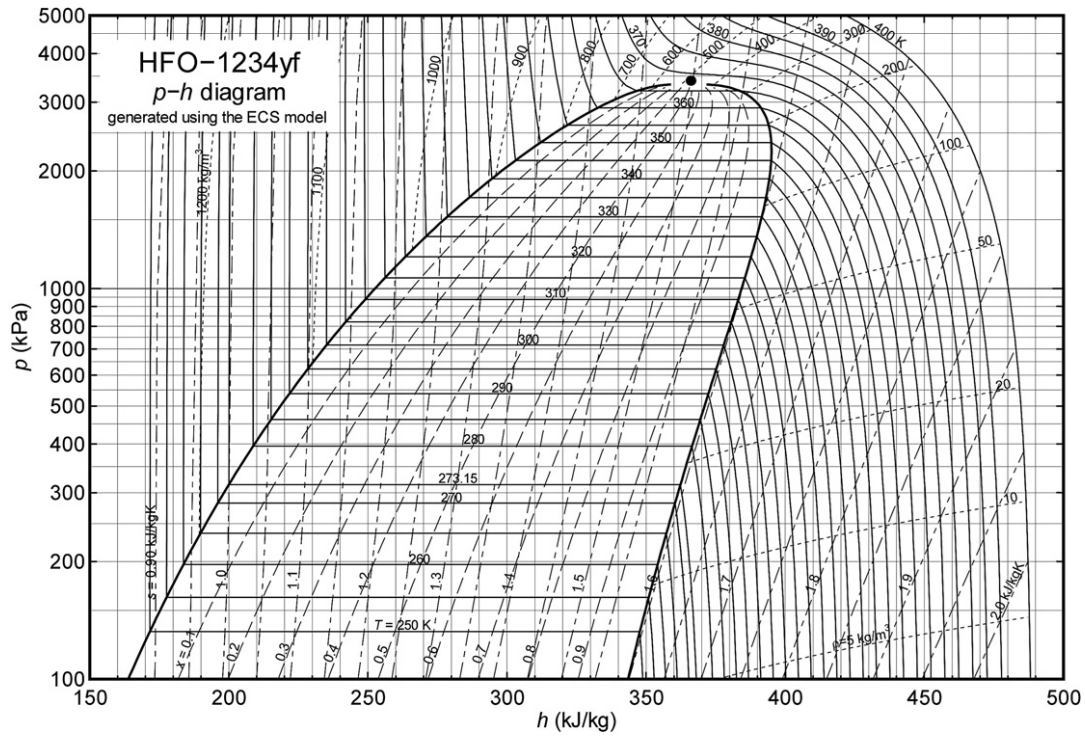


Figure 3.4 : Diagramme de Mollier Pression-Enthalpie pour le réfrigérant R-1234yf [Source : (Tanaka & Higashi, 2010)]

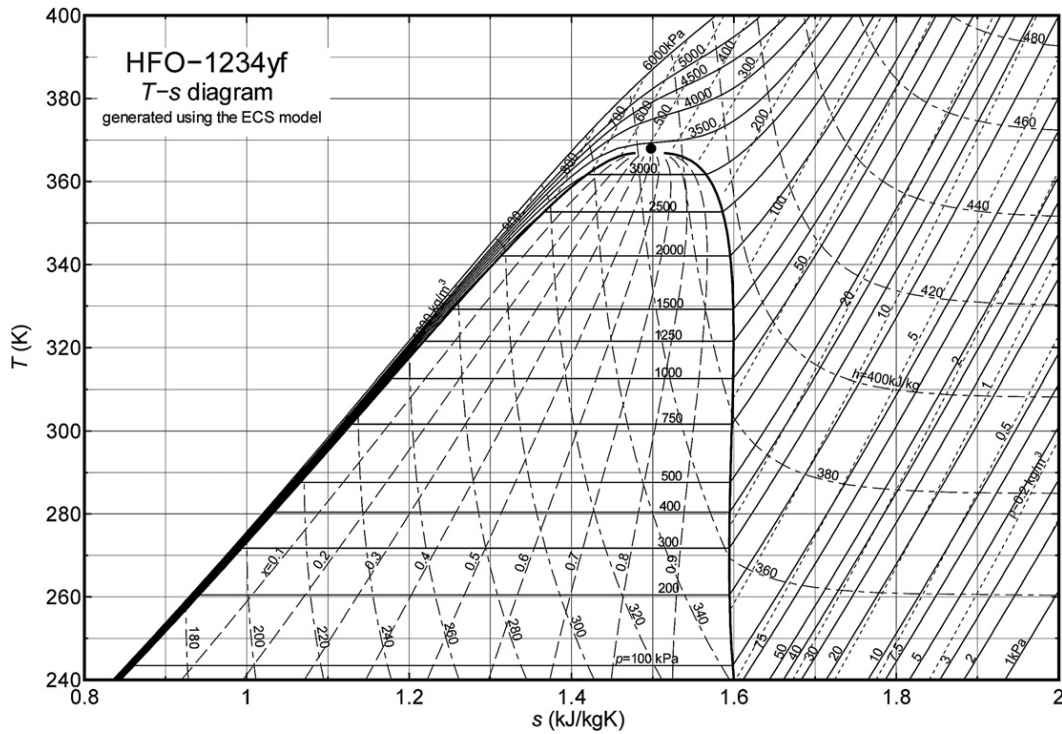


Figure 3.5 : Diagramme de Mollier Température-Entropie pour le réfrigérant R-1234yf [Source : (Tanaka & Higashi, 2010)].

2.1.3.2 COMPRESSEUR

Le sous-modèle du compresseur est présenté Figure 3.6. Les entrées de ce sous-modèle sont le régime compresseur (ω), la pression du réfrigérant entrant au compresseur ($P_{ref,comp,ent}$), la température de l'air entrant au condenseur ($T_{air,cond,ent}$), le débit massique de l'air dans le condenseur ($\dot{m}_{air,cond}$) et la température de surchauffe (T_{sch}). Les sorties sont le débit massique (\dot{m}_{ref}), la pression du réfrigérant ($P_{ref,comp,sort}$) et sa température en sortie du compresseur ($T_{ref,comp,sort}$).

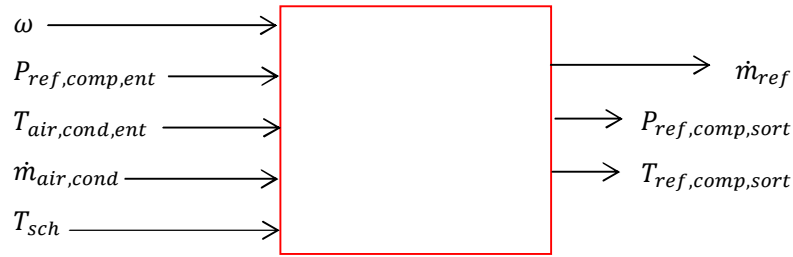


Figure 3.6 : Entrées / Sorties du Bloc Compresseur

Le compresseur est l'organe qui met en circulation le réfrigérant. Le débit massique du réfrigérant peut être retrouvé à l'aide de l'équation 2.5. Cette équation se réécrit comme suit :

$$\dot{m}_{ref} = \frac{1}{\tau_1 \cdot p + 1} \cdot \left[\frac{\omega}{60} \cdot \rho_{ref,gs}(P_{ref,comp,ent}) \cdot \alpha_1 \right] \quad (3.1)$$

avec p variable de Laplace.

D'après les hypothèses formulées, le réfrigérant entrant au compresseur est en phase gazeuse saturée. Ainsi, la masse volumique du réfrigérant ($\rho_{ref,gs}$) peut être déterminée par la cartographie correspondant à cette phase en utilisant la pression d'entrée ($P_{ref,comp,ent}$). Le coefficient α_1 est un paramètre faisant intervenir la Cylindrée du compresseur (Cyl), et le rendement volumétrique (η_{vol}), et est donc donné en $m^3 \cdot tr^{-1}$. La dynamique du premier ordre permet de prendre en compte la réponse de l'actionneur.

Un autre effet sur le réfrigérant lors de sa compression est que ses pression et température augmentent. Cela est lié à la diminution de volume du réfrigérant. Dès lors que plusieurs technologies existent pour les compresseurs, le volume du réfrigérant susceptible d'être comprimé est fortement dépendant de plusieurs caractéristiques techniques, ainsi que du point de fonctionnement.

Par ailleurs, la modélisation se fondant sur la loi des gaz parfaits s'est montrée insuffisante. En effet, comme nous l'avons indiqué, ceci n'est valable que pour des valeurs faibles de masse volumique. Or dans le contexte de cette application des variations importantes de pression interviennent et qui ont comme conséquence des variations également importantes de masse volumique.

Ainsi, pour permettre l'élaboration d'un modèle simple et générique ne dépendant pas de la technologie du compresseur, nous proposons l'utilisation d'un modèle empirique (issu d'une simple identification) permettant d'approcher au mieux la valeur de la pression sortant du compresseur. Ce modèle a été développé de façon expérimentale en prenant en compte plusieurs points de fonctionnement différents. Pour cela, l'influence des différentes variables internes du compresseur sur la pression a été analysée, donnant lieu à la formulation suivante :

$$P_{ref,comp,sort} = \frac{1}{\tau_2 \cdot p+1} \cdot \left[\alpha_2 \cdot \dot{m}_{ref} + \frac{\alpha_3}{\dot{m}_{air,cond}} + \alpha_4 \cdot T_{air,cond,ent} \right] \quad (3.2)$$

Cette équation nécessite la connaissance du débit massique du réfrigérant ainsi que des conditions extérieures de l'air (température $T_{air,cond,ent}$ et débit massique $\dot{m}_{air,cond}$). Le même principe a été utilisé pour déterminer une relation permettant de caractériser la puissance électrique du compresseur sans en invoquer sa technologie. Cela a donné lieu à l'équation statique suivante :

$$W_{comp} = \alpha_5 \cdot \omega + \alpha_6 \cdot P_{ref,comp,sort} + \alpha_7 \cdot \frac{P_{ref,comp,sort}}{P_{ref,comp,ent}} \quad (3.3)$$

qui dépend du régime compresseur et de la pression du réfrigérant en sortie du compresseur $P_{ref,comp,sort}$. Elle requiert de plus une information sur le taux de compression (c'est-à-dire, le rapport de la Pression du Réfrigérant sortant du compresseur sur la Pression du Réfrigérant entrant au même composant- $P_{ref,comp,ent}$).

Connaissant la valeur de la puissance électrique (W_{comp}) et du débit massique, il est possible de retrouver l'enthalpie du réfrigérant sortant du compresseur (voir Figure 3.7). Pour cela nous supposons connaître la pression du réfrigérant en entrée du compresseur ($P_{ref,comp,ent}$), ainsi que la valeur de la surchauffe⁵⁶ (T_{sch}). La puissance électrique nous permet de déterminer la différence d'enthalpie maximale que le réfrigérant peut donc absorber (par le principe de conservation de l'énergie). L'enthalpie en sortie est donnée par l'équation suivante :

$$h_{ref,comp,sort} = h_{ref,gs}(P_{ref,comp,ent}) + Cp_{ref,gs}(P_{ref,comp,ent}) \cdot T_{sch} + \eta_{elec} \cdot \frac{W_{comp}}{\dot{m}_{ref}} \quad (3.4)$$

⁵⁶ Le modèle cherche à être le plus transversal possible, il est important de faire intervenir la variable surchauffe même si celle-ci est constante, voire nulle, pour le système étudié ici.

dans laquelle le rendement électrique (η_{elec}) est un paramètre identifié de façon expérimentale et la chaleur spécifique à pression constante ($Cp_{ref,gs}$) est déterminée par la valeur en phase gazeuse saturée. Cependant, la valeur de l'enthalpie en sortie est insuffisante pour déterminer l'état du réfrigérant car celle-ci peut être la même pour plusieurs valeurs de pression. Alors, en connaissant cette valeur d'enthalpie et la pression du réfrigérant en sortie du compresseur, il est possible de retrouver la température de désurchauffe à l'aide de l'équation suivante :

$$Cp_{ref,gs}(P_{ref,comp,sort}) \cdot T_{dsch} = h_{ref,comp,sort} - h_{ref,gs}(P_{ref,comp,sort}) \quad (3.5)$$

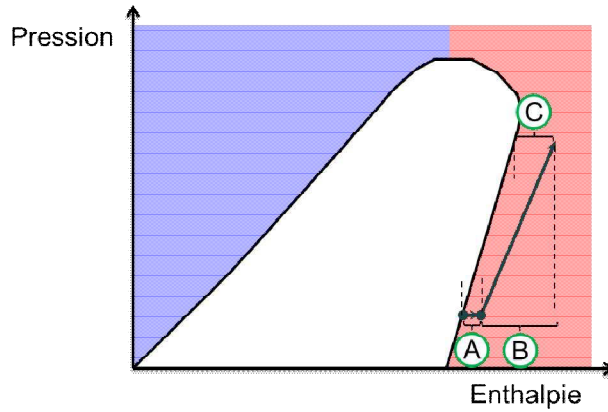


Figure 3.7 : Dans le diagramme les différences d'enthalpie sont représentées par A, B et C, dont A correspond à la surchauffe et B à la puissance électrique. En connaissant l'enthalpie pour la pression de saturation en sortie, C peut être déduite ensuite.

Finalement, la température du réfrigérant en sortie du compresseur est déduite en ajoutant la température de désurchauffe⁵⁷ à la température de saturation ($T_{ref,sat}$) correspondant à la pression en sortie du compresseur :

$$T_{ref,comp,sort} = T_{ref,sat}(P_{ref,comp,sort}) + T_{dsch} \quad (3.6)$$

Les équations 3.4-3.6 peuvent être groupées en une seule équation (3.7). Cette équation est complétée par une dynamique du premier ordre pour mieux caractériser l'inertie thermique du réfrigérant :

⁵⁷ Nous rappelons que la surchauffe et la désurchauffe sont des températures relatives à celle de saturation.

$$T_{ref,comp,sort} = \left[\begin{aligned} &T_{ref,sat}(P_{ref,comp,sort}) + \frac{Cp_{ref,gs}(P_{ref,comp,ent}) \cdot T_{sch}}{Cp_{ref,gs}(P_{ref,comp,sort})} + \\ &+ \frac{\eta_{elec} \cdot W_{comp}}{\dot{m}_{ref} \cdot Cp_{ref,gs}(P_{ref,comp,sort})} + \\ &+ \frac{h_{ref,gs}(P_{ref,comp,ent}) - h_{ref,gs}(P_{ref,comp,sort})}{Cp_{ref,gs}(P_{ref,comp,sort})} \end{aligned} \right] \cdot \frac{1}{\tau_3 \cdot p + 1} \quad (3.7)$$

On a pu constater que le paramètre τ_3 varie en fonction du débit massique (par exemple, il est plus grand à faibles débits massiques qu'à des débits plus élevés). Ainsi, cette valeur a été identifiée sous la forme :

$$\tau_3 = \frac{\alpha_8}{\dot{m}_{ref}} \quad (3.8)$$

2.1.3.3 DÉTENDEUR

Le sous-modèle du détendeur est présenté Figure 3.8. Les entrées sont la pression du réfrigérant en entrée du détendeur ($P_{ref,det,ent}$), l'ouverture du détendeur (O_{det}), la température de l'air entrant au condenseur ($T_{air,cond,ent}$), le débit massique de l'air entrant au condenseur ($\dot{m}_{air,cond}$) et celui entrant à l'évaporateur ($\dot{m}_{air,evap}$). La seule sortie est la pression du réfrigérant sortant du détendeur ($P_{ref,det,sort}$).

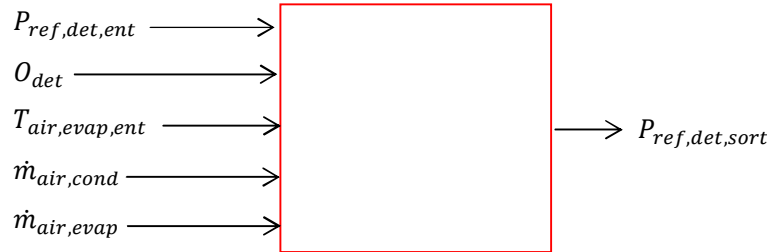


Figure 3.8 : Entrées / Sorties du Bloc Détendeur

Comme expliqué au chapitre précédent, il est courant d'avoir recours à une équation empirique pour lier le débit massique à une différence de pression. Cette équation est fondée sur l'équation de Bernoulli et utilise comme paramètres la surface transversale du tuyau, ainsi qu'un paramètre dépendant du type de réfrigérant (voir par exemple l'équation 2.6). Ce paramètre n'est pas constant et donc il est couramment obtenu à partir de valeurs cartographiées. Néanmoins, comme l'utilisation du réfrigérant R-1234yf est relativement récente, peu d'information existe à propos de ce paramètre.

L'utilisation de l'équation 2.6 avec un paramètre constant⁵⁸ se montre insuffisante pour retrouver une image correcte de la valeur de la pression du réfrigérant en sortie du détendeur. En effet, plusieurs entrées (température de l'air en entrée de l'évaporateur, débits massiques de l'air en entrée du condenseur et de l'évaporateur, ouverture du détendeur) s'avèrent avoir une influence sur la basse pression qui n'est pas prise en compte. Ainsi, en partant de l'équation de Bernoulli, et à l'aide d'une analyse de l'influence de chaque grandeur sur la basse pression, l'expression suivante a été établie :

$$P_{ref,det,sort} = \left[P_{ref,det,ent} - \alpha_9 \cdot \frac{\frac{1}{\rho_{ref,ls}(P_{ref,det,ent})} - \frac{1}{\rho_{ref,ls}(T_{air,evap,ent})}}{\left(1 + \alpha_{10} \cdot \frac{O_{det}}{100}\right)^2} + \right] \cdot \frac{1}{\tau_4 \cdot p + 1} \quad (3.9)$$

$$+ \alpha_{11} \cdot \dot{m}_{air,cond} + \alpha_{12} \cdot \dot{m}_{air,evap}$$

dans laquelle les paramètres α_9 , α_{10} , α_{11} , α_{12} , τ_4 sont des constantes identifiées expérimentalement. Les valeurs pour les débits massiques ($\rho_{ref,ls}$) sont issues des cartographies associées.

Il faut rappeler que, sous les hypothèses proposées, nous considérons que l'enthalpie du réfrigérant en sortie de cet organe est égale à celle en entrée. Cette hypothèse sera reprise dans le calcul de la puissance échangée au niveau de l'évaporateur.

2.1.3.4 ÉCHANGEURS DE CHALEUR

L'approche utilisée pour la modélisation des échangeurs de chaleur est fondée sur les modèles à paramètres localisés. Néanmoins, les méthodes utilisées usuellement pour ce type de modélisation demandent la connaissance de plusieurs paramètres du système (coefficients d'échange du réfrigérant, des parois, surface d'échange), ce qui est contraire à nos objectifs de simplicité et généralité. Certaines simplifications ont donc été réalisées au niveau des paramètres pour permettre d'élaborer un modèle suffisamment générique et simple à identifier.

Une attention toute particulière doit malgré tout être apportée lorsqu'un changement de phase se produit, afin d'approcher le comportement des échangeurs le mieux possible. Cela peut se réaliser à l'aide d'un découpage des échangeurs de chaleur en différentes zones selon l'état du réfrigérant (comme dans les techniques à frontière mobile).

⁵⁸ Et sous l'hypothèse d'un débit massique constant dans toute la boucle réfrigérante.

Ainsi, dans les zones monophasiques, la méthode ϵ -NUT est privilégiée. En revanche, lors d'un changement de phase, la capacité du réfrigérant, pour fournir ou accepter la chaleur, devient infinie et nous ne sommes limités que par la capacité thermique de l'air (ou du fluide secondaire). C'est ainsi que dans les zones diphasiques, nous proposons des hypothèses simplificatrices nous permettant d'estimer l'enthalpie du réfrigérant (aboutissement des phases de condensation/évaporation).

Les échangeurs de chaleur présentés par la suite sont l'aérotherme, l'évaporateur, le condenseur à air, et enfin le condenseur à eau. Tous ces organes sont présents dans le système et ils nous permettent d'ailleurs de considérer plusieurs cas de figure pour les systèmes sous-critiques.

2.1.3.4.1 AÉROTHERME

Le sous-modèle de l'aérotherme est présenté Figure 3.9. Comme entrées, ce modèle utilise les températures et débits) pour l'air et l'eau en entrée de l'aérotherme. Il fournit les températures de l'air et de l'eau en sortie du même organe.



Figure 3.9 : Entrées / Sorties du Bloc Aérotherme

C'est le plus simple des échangeurs de chaleur car il n'y a pas de changement de phase se produisant à l'intérieur. Ainsi, la méthode ϵ -NUT permet d'obtenir la puissance maximale échangée par les deux fluides :

$$Q_{max,aero} = C_{min(eau; air)} \cdot (T_{eau,aero,ent} - T_{air,aero,ent}) \quad (3.10)$$

dans laquelle la capacité minimale (C_{min}) est la plus faible valeur à choisir entre l'eau et l'air, c'est-à-dire :

$$C_{min(eau; air)} = \min(Cp_{air} \cdot \dot{m}_{air,aero} ; Cp_{eau} \cdot \dot{m}_{eau,aero}) \quad (3.11)$$

La chaleur spécifique (C_p) de l'air est classiquement égale à $1,005 \text{ kJ kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$, correspondant à la valeur pour l'air sec à 25°C et pression atmosphérique. La température de l'air n'a pas trop d'influence dans cette valeur pour les plages de température classiques du système ; en revanche, la prise en compte de l'humidité peut permettre de mieux l'approcher. Ainsi, en connaissant l'humidité spécifique⁵⁹, la chaleur spécifique de l'air humide peut être obtenue par une moyenne pondérée de celle de l'air sec, et de celle de l'air saturée ($1,95 \text{ kJ kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$) :

$$C_{p_{air}} = (1 - q) \cdot C_{p_{asec}} + q \cdot C_{p_{asat}} \quad (3.12)$$

dont q est l'humidité relative de l'air (qui peut être une autre entrée du modèle).

Dans les systèmes à compression de vapeur utilisant l'eau comme un des fluides secondaires, il est courant de retrouver ce fluide mélangé avec de l'antigel (usuellement du glycol). Cela permet à l'eau d'atteindre des températures plus basses sans se solidifier. La capacité calorifique de l'eau glycol dépend du rapport volumétrique du glycol par rapport à l'eau (constant dans le système) et de la température du mélange (variable). Le Tableau 3.1 donne les valeurs typiques pour plusieurs valeurs de température et du rapport volumétrique.

Température du mélange [$^\circ\text{C}$]	Rapport Volumétrique						
	25%	30%	40%	50%	60%	65%	100%
-40	4,186	4,186	4,186	4,186	2,846	2,943	4,186
-17,8	4,186	4,186	3,474	3,265	3,026	2,930	2,260
4,4	3,822	3,726	3,537	3,328	3,131	3,018	2,353
26,7	3,855	3,776	3,600	3,412	3,215	3,110	2,470
48,9	3,906	3,830	3,663	3,483	3,299	3,202	2,562

Tableau 3.1. Chaleur spécifique ($\text{kJ kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$) pour l'eau glycolée

Une fois déterminée la puissance maximale qu'il est possible d'échanger entre les fluides, nous pouvons estimer la puissance réelle par :

$$Q_{réel,aero} = \alpha_{13} \cdot Q_{max,aero} \quad (3.13)$$

le paramètre α_{13} étant identifié expérimentalement et considéré constant. Les températures pour l'air et l'eau peuvent être maintenant déduites des équations suivantes (conservation de l'énergie) :

⁵⁹ Rapport de la masse d'eau par rapport à la masse d'air.

$$T_{air,aero,sort} = \left[T_{air,aero,ent} + \frac{Q_{réel,aero}}{c_{p,air} \cdot \dot{m}_{air,aero}} \right] \cdot \frac{1}{\tau_5 \cdot p + 1} \quad (3.14)$$

$$T_{eau,aero,sort} = T_{eau,aero,ent} - \frac{Q_{réel,aero}}{c_{p,eau} \cdot \dot{m}_{eau,aero}} \quad (3.15)$$

La dynamique du premier ordre dans l'équation 3.14 permet de prendre en compte l'inertie thermique des parois et de l'air. Le paramètre τ_5 variant en fonction du débit air, il est déterminé après identification d'un paramètre constant par la relation :

$$\tau_5 = \frac{\alpha_{14}}{\dot{m}_{air,cond}} \quad (3.16)$$

Pour l'eau, il est également nécessaire d'inclure une dynamique du premier ordre pour prendre en compte sa propre inertie thermique. Comme nous nous intéressons à modéliser correctement la température de l'eau en entrée de l'aérotherme, cette dynamique sera incluse en sortie du condenseur (sachant que, par hypothèse, la température de l'eau en sortie du condenseur est égale à celle en entrée de l'aérotherme).

2.1.3.4.2 ÉVAPORATEUR

Le sous-modèle de l'évaporateur est présenté Figure 3.10. Les entrées du modèle sont la pression du réfrigérant en entrée de l'évaporateur et du condenseur ($P_{ref,evap,ent}$ et $P_{ref,cond,ent}$), le débit massique du réfrigérant (\dot{m}_{ref}), la température de refroidissement (T_{sr}), ainsi que la température et le débit de l'air entrant à l'évaporateur ($T_{air,evap,ent}$ et $\dot{m}_{air,evap}$). Les sorties sont la température et pression du réfrigérant en sortie de l'évaporateur ($T_{ref,evap,sort}$ et $P_{ref,evap,sort}$), la température de l'air qui sort du même organe ($T_{air,evap,sort}$) et la température de surchauffe (T_{sch}).

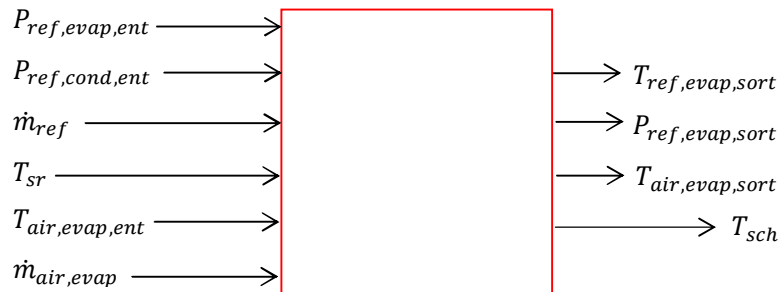


Figure 3.10 : Entrées / Sorties du Bloc Evaporateur

Au niveau de l'évaporateur, le réfrigérant absorbe la puissance calorifique d'un autre fluide. En entrée de l'organe, le fluide est très souvent en phase diphasique. En sortie, le fluide peut se retrouver en phase diphasique ou sous forme de gaz saturé (Figure 3.11).

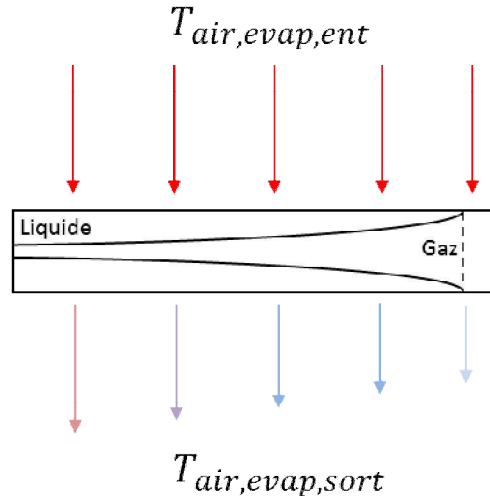


Figure 3.11 : Modélisation de l'évaporateur

Lorsqu'un fluide se présente sous forme diphasique, sa capacité thermique devient infinie. De plus, la température reste constante (si nous négligeons les pertes de pression). En conséquence, la méthode utilisée pour le calcul des puissances dans l'aérotherme (ϵ -NUT) n'est pas suffisante. Par exemple, cette méthode ne prend pas en compte le fait que la puissance maximale à échanger par les fluides ne sera pas limitée par le réfrigérant lorsqu'il est en évaporation (nous rappelons que la capacité calorifique du réfrigérant est infinie en changement de phase). En revanche, elle peut l'être à partir du moment où le réfrigérant est en phase gazeuse saturée.

Rappelons que l'évaporateur est couplé en amont à une bouteille pour éviter le passage du liquide au compresseur. Côté réfrigérant, cela nous permet de faire l'hypothèse que le réfrigérant sort de l'évaporateur en phase gaz saturé. Donc, l'enthalpie du réfrigérant sortant de l'évaporateur est donnée par :

$$h_{ref,evap,sort} = h_{ref,gs}(P_{ref,evap,sort}) + T_{sch} \cdot Cp_{ref,gs}(P_{ref,evap,sort}) \quad (3.17)$$

Par ailleurs, le système utilise un détendeur électronique. Classiquement, ces systèmes permettent de réguler la surface de passage pour le réfrigérant, ce qui a

un faible effet sur la pression⁶⁰. En l'absence de commande, ces organes se comportent comme un orifice tube, et donc permettent de formuler l'hypothèse d'une surchauffe nulle. Cela conduit à simplifier l'équation 3.17 :

$$h_{ref,evap,sort} = h_{ref,gs}(P_{ref,evap,sort}) \quad (3.18)$$

Et similairement, la température du réfrigérant en sortie est égale à :

$$T_{ref,evap,sort} = T_{ref,sat}(P_{ref,evap,sort}) \quad (3.19)$$

En revanche, l'air n'aura pas une capacité thermique infinie. La puissance maximale que l'air sera capable de fournir est donnée par :

$$Q_{air,evap} = \min \left(\dot{m}_{air,evap} \cdot C_{p_{air}} \cdot (T_{ref} - T_{air,evap,ent}) ; \dot{m}_{ref} \cdot (h_{ref,gs} - h_{ref,evap,ent}) \right) \quad (3.20)$$

où T_{ref} correspond à la température associée à la pression du réfrigérant dans l'évaporateur. Néanmoins, les expériences sur banc ont montré que les pertes de charge dans l'évaporateur sont significatives dans les deux modes de fonctionnement possibles. Comme la pression n'est pas constante, la température ne l'est pas non plus, et cela affecte l'estimation de la puissance maximale que l'air peut fournir. Ainsi, le résultat sera plus proche de la réalité en utilisant une moyenne entre la température en entrée et sortie :

$$T_{ref} = \frac{T_{ref,sat}(P_{ref,evap,ent}) + T_{ref,sat}(P_{ref,evap,sort})}{2} \quad (3.21)$$

Comme indiqué précédemment, la détente étant considérée isenthalpique fait que l'enthalpie du réfrigérant en entrée de l'évaporateur est égale à celle en sortie du condenseur. Sous l'hypothèse que le réfrigérant sort du condenseur en phase liquide, cela aboutit à la relation :

$$h_{ref,evap,ent} = h_{ref,ls}(P_{ref,cond,sort}) + C_{p_{ref,ls}}(P_{ref,cond,sort}) \cdot T_{sr} \quad (3.22)$$

Enfin, la température de l'air (dans le point le plus froid) peut être donnée par :

$$T_{air,evap,sort} = \left[T_{air,evap,ent} - \frac{Q_{air,evap}}{C_{p_{air}} \cdot \dot{m}_{air,evap}} \right] \cdot \frac{1}{\tau_6 \cdot p + 1} \quad (3.23)$$

où le paramètre τ_6 varie en fonction du débit d'air, et sera défini par la suite via l'identification d'un paramètre constant, sous la forme :

$$\tau_6 = \frac{\alpha_{15}}{\dot{m}_{air,evap}} \quad (3.24)$$

⁶⁰ Dans le système étudié, le détendeur électronique a une double fonction : permettre la mise au point fine de la basse pression et permettre au système de changer de mode de fonctionnement (par la fermeture complète du détendeur en complément de l'ouverture d'autres vannes).

2.1.3.4.3 CONDENSEUR

Dans le condenseur, le fluide réfrigérant entre usuellement en phase gazeuse, puis il libère sa chaleur pour se liquéfier. La surface de l'échangeur de chaleur, ainsi que la capacité thermique du fluide secondaire, sont déterminantes pour permettre la liquéfaction totale (en produisant parfois même des sous-refroidissements).

Dans le cas de cette étude, deux types de condenseurs sont analysés : l'un transfère sa chaleur à l'air, et l'autre à l'eau. En plus des paramètres propres à chaque fluide, une autre différence importante pour la modélisation apparaît : pour un échangeur de chaleur à air, la température d'entrée de l'air reste la même tout le long de l'organe ; en revanche, pour un échangeur de chaleur à eau, un gradient de température pour l'eau se produit lors du contact avec le fluide réfrigérant.

2.1.3.4.3.1 CONDENSEUR À AIR

Le sous-modèle du condenseur à air est présenté Figure 3.12. Les entrées sont la pression et la température du réfrigérant en entrée du condenseur ($P_{ref,cond,ent}$ et $T_{ref,cond,ent}$), la température et le débit massique de l'air en entrée du même organe ($T_{air,cond,ent}$ et $\dot{m}_{air,cond}$), ainsi que le débit massique du réfrigérant (\dot{m}_{ref}). En sortie, il y a la température et pression du réfrigérant sortant du condenseur ($T_{ref,cond,sort}$ et $P_{ref,cond,sort}$), la température de l'air sortant du même organe ($T_{air,cond,sort}$) et la température de sous-refroidissement (T_{sr}).

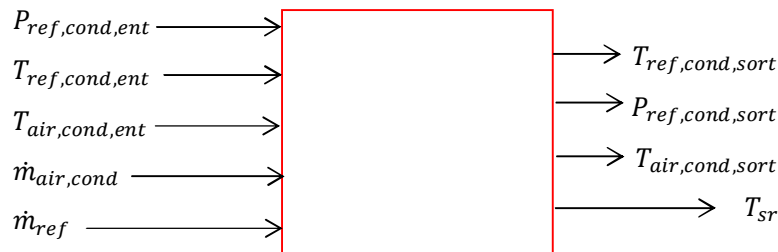


Figure 3.12 : Entrées / Sorties du Bloc Condenseur à Air

Pour modéliser cet organe, nous partons de l'hypothèse que la condensation va toujours se produire. Cette hypothèse est nécessaire dès lors que l'on ne connaît ni la surface d'échange ni les coefficients de conduction thermique. Sans ces

éléments, il est impossible d'établir un bilan thermique correct. Malgré tout, cette hypothèse s'avère correcte dans plusieurs cas parce que les organes de la pompe à chaleur sont toujours conçus pour accomplir cet objectif (la condensation complète du réfrigérant) dans les points de fonctionnement les plus courants.

Le réfrigérant se répartit en une zone gazeuse, une zone diphasique et éventuellement une zone liquide. Ainsi, le condenseur est divisé en 3 pseudo-condenseurs (Figure 3.13) :

- la puissance échangée dans la première zone est connue, car la température finale du réfrigérant sera celle de la saturation ;
- dans la deuxième zone, la puissance échangée peut être déduite par la différence entre les enthalpies de saturation (gazeuse et liquide) ;
- enfin, si la température du réfrigérant reste supérieure à celle de l'air, la méthode ϵ -NUT peut être appliquée.

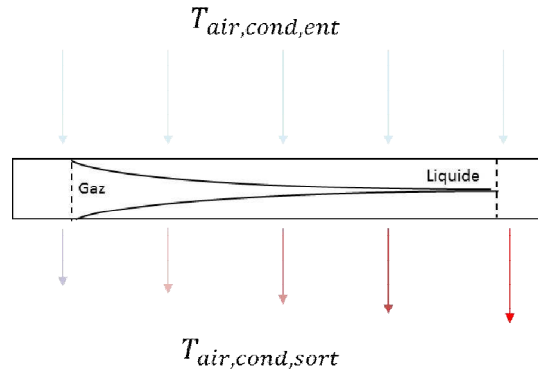


Figure 3.13 : Modélisation du condenseur à air

Ainsi, pour le premier pseudo-condenseur, la puissance échangée est calculée par le bilan d'énergie :

$$Q_{ref,gs} = \dot{m}_{ref} \cdot C_{p_{ref,gs}}(P_{ref,cond,ent}) \cdot T_{dsch} \quad (3.25)$$

La puissance échangée dans la zone diphasique est déterminée en considérant la différence des enthalpies de saturation pour le gaz et le liquide (hypothèse formulée) :

$$Q_{ref,diph} = \dot{m}_{ref} \cdot (h_{ref,gs}(P_{ref,cond,ent}) - h_{ref,ls}(P_{ref,cond,sort})) \quad (3.26)$$

Enfin, la puissance échangée dans le troisième pseudo-condenseur est déterminée par la méthode ϵ -NUT :

$$Q_{ref,ls} = \alpha_{15} \cdot C_{min(ref,ls;air)} \cdot (T_{ref,sat}(P_{ref,cond,sort}) - T_{air,cond,ent}) \quad (3.27)$$

la capacité minimale entre l'air et le réfrigérant se déduisant de la relation :

$$C_{min(ref,ls; air)} = \min(\dot{m}_{ref} \cdot Cp_{ref,ls}(P_{ref,cond,sort}); \dot{m}_{air,cond} \cdot Cp_{air}) \quad (3.28)$$

La température du réfrigérant est calculée par :

$$T_{ref,cond,sort} = T_{ref,sat}(P_{ref,cond,sort}) - T_{sr} \quad (3.29)$$

la température de sous-refroidissement étant donnée par :

$$T_{sr} = \frac{Q_{ref,ls}}{\dot{m}_{ref} \cdot Cp_{ref,ls}(P_{ref,cond,sort})} \quad (3.30)$$

tandis que la température de l'air est calculée par :

$$T_{air,cond,sort} = T_{air,cond,ent} + \frac{Q_{ref,gs} + Q_{ref,diph} + Q_{ref,ls}}{\dot{m}_{air,cond} \cdot Cp_{air}} \quad (3.31)$$

2.1.3.4.3.2 CONDENSEUR À EAU

Le sous-modèle du condenseur à air est présenté Figure 3.14. Les entrées de ce modèle sont la pression et température du réfrigérant en entrée du condenseur ($P_{ref,cond,ent}$ et $T_{ref,cond,ent}$), la température et débit massique de l'eau en entrée du condenseur ($T_{eau,cond,ent}$ et $\dot{m}_{eau,cond}$), et le débit massique du réfrigérant (\dot{m}_{ref}). Les sorties du modèle sont la température et pression du réfrigérant en sortie du condenseur ($T_{ref,cond,sort}$ et $P_{ref,cond,sort}$), la température de l'air en sortie du condenseur ($T_{air,cond,sort}$) et la température de sous-refroidissement (T_{sr}).

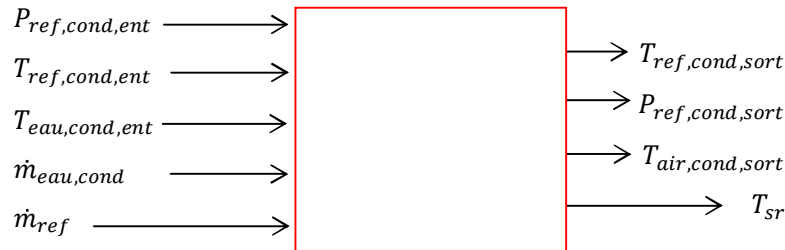


Figure 3.14 : Entrées / Sorties du Bloc Condenseur à Eau

Le condenseur à eau utilise le même principe de modélisation que le condenseur à air, à la différence près que la température de l'eau va évoluer lors de son passage par le condenseur (voir Figure 3.15).

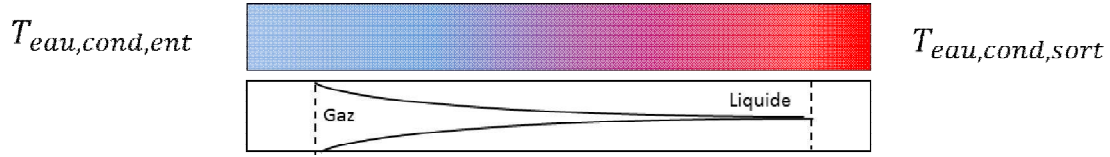


Figure 3.15 : Modélisation du condenseur à eau

Ainsi, côté condenseur, nous réutilisons les équations correspondantes aux pseudo-condenseurs 1 et 2 (3.25-3.26). En effet, ces équations ne dépendent que du côté réfrigérant et donc le fluide secondaire n'a pas d'influence.

En revanche, pour pouvoir obtenir une équation pour le calcul de puissance pour la zone liquide, il nous faut estimer tout d'abord la température de l'eau à cet endroit. Pour cela, nous pouvons utiliser le bilan d'énergie pour déterminer l'équation suivante :

$$T_{eau,cond,int} = T_{eau,cond,ent} + \frac{Q_{ref,gs} + Q_{ref,diph}}{\dot{m}_{eau} \cdot C_{p_{eau}}(T_{eau,cond,ent})} \quad (3.32)$$

de sorte que la puissance échangée se calcule par la méthode ϵ -NUT :

$$Q_{ref,ls} = \alpha_{17} \cdot C_{min(ref,ls; eau)} \cdot (T_{ref,sat}(P_{ref,cond,sort}) - T_{eau,cond,int}) \quad (3.33)$$

où la capacité minimale entre l'eau et le réfrigérant est donnée par :

$$C_{min(ref,ls; eau)} = \min(\dot{m}_{ref} \cdot C_{p_{ref,ls}}(P_{ref,cond,sort}); \dot{m}_{eau} \cdot C_{p_{eau}}(T_{eau,cond,int})) \quad (3.34)$$

Enfin la température de l'eau sortant du condenseur est calculée par un bilan énergétique :

$$T_{eau,cond,sort} = \left(T_{eau,cond,int} + \frac{Q_{ref,ls}}{\dot{m}_{eau} \cdot C_{p_{eau}}(T_{eau,cond,int})} \right) \cdot \frac{1}{\tau_7 \cdot p + 1} \quad (3.35)$$

où la dynamique du premier ordre est incluse pour permettre de considérer l'inertie thermique de l'eau dans la boucle. Le paramètre τ_7 varie en fonction du débit air, et est donc calculé après identification d'un paramètre α_{18} constant par la relation :

$$\tau_7 = \frac{\alpha_{18}}{\dot{m}_{eau}} \quad (3.36)$$

Il faut préciser que la température de l'eau sortant du condenseur ($T_{eau,cond,sort}$) est celle qui est utilisée par le modèle de l'aérotherme sous le nom de température de l'eau entrant à l'aérotherme ($T_{eau,aero,ent}$). Egalement, la température de l'eau en entrée du condenseur ($T_{eau,cond,ent}$) correspond à la température de l'eau ($T_{eau,aero,sort}$) en sortie du modèle aérotherme.

Coté réfrigérant, la température peut être déterminée par les équations 3.29-3.30 avec la nouvelle valeur pour la puissance échangée par le troisième pseudo-condenseur.

2.1.3.5 PERTES DE CHARGE

Pour les pertes de charge, nous pouvons partir de la loi de Hagen-Poiseuille. Cette loi donne un rapport proportionnel entre la perte de pression d'un fluide et son débit massique. Elle est valide pour des écoulements laminaires et dépend de plusieurs paramètres physiques du tuyau dans lequel l'écoulement se produit, ainsi que de la viscosité dynamique du fluide. Ainsi, toutes les pertes de charge (sauf pour le détendeur) ont été identifiées à partir de l'équation suivante :

$$\Delta P_i = \alpha_i \cdot \dot{m}_{ref} \quad (3.37)$$

Le paramètre à identifier α est différent pour chacune des zones indiquées précédemment. Similairement, la valeur de ce paramètre est différente selon que l'on se trouve en mode refroidissement ou en mode chauffage (car les organes, et les parcours reliant ces organes, ne sont pas exactement les mêmes).

2.1.3.6 DYNAMIQUES

L'efficacité d'un système à compression de vapeur est couramment mesurée en des points de fonctionnement pour des valeurs stabilisées. Cela se fait en partant de l'hypothèse que le système se maintiendra plus longtemps en phase stabilisée qu'il ne se trouvera en phase de mise en action.

De cette manière, il a été possible d'établir des équations statiques telles que celles issues des méthodes ϵ -NUT et DTLM. Notons également que l'utilisation de telles équations statiques permet d'analyser de façon simplifiée le caractère spatial du système (c'est-à-dire qu'elles nous permettent de comprendre les phénomènes se produisant dans chaque point du parcours du réfrigérant).

Dès lors, pour prendre en compte l'évolution dans le temps des grandeurs du réfrigérant, nous avons introduit dans certaines équations des dynamiques du premier ordre. La Figure 3.16 montre la distribution de ces dynamiques au sein du système de climatisation, et la Figure 3.17 fait de même pour le système de pompe à chaleur. Ces dynamiques ont été déjà introduites dans les équations 3.1, 3.2, 3.7, 3.9, 3.14, 3.23 et 3.35.

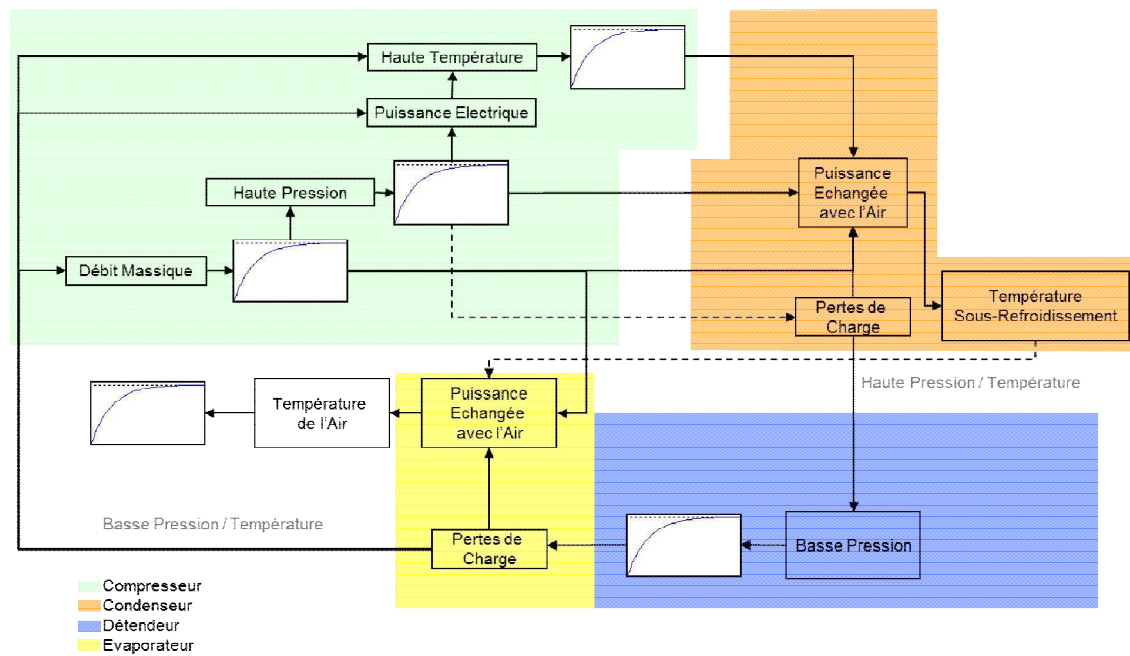


Figure 3.16. Localisation des dynamiques dans la structure globale du système à compression de vapeur (cas climatisation)

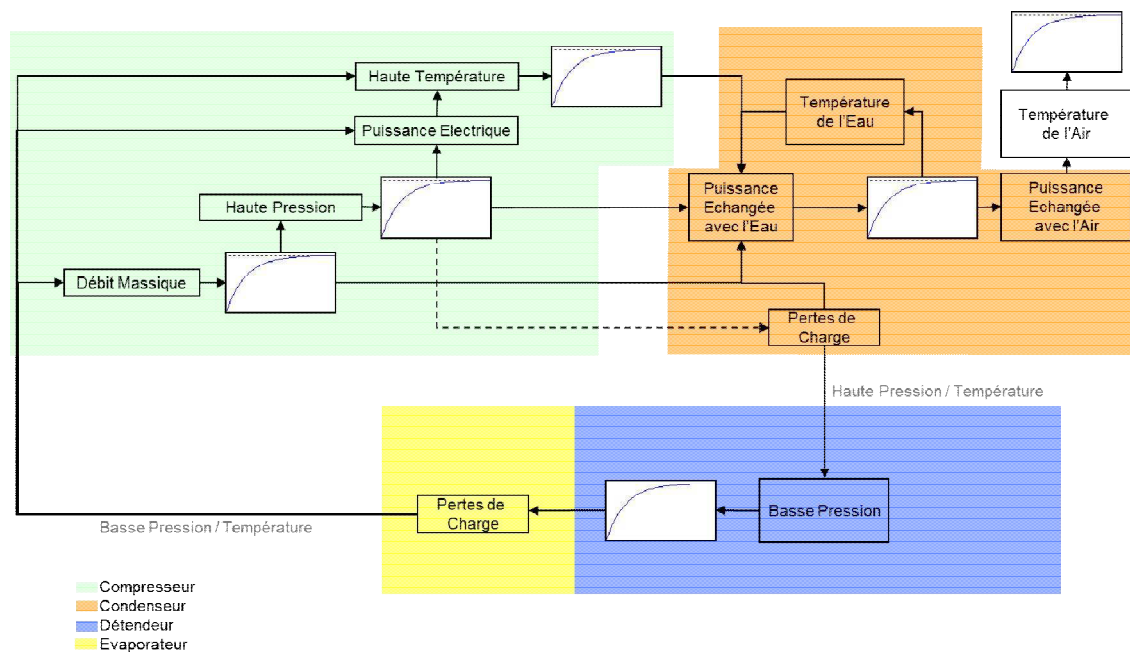


Figure 3.17. Localisation des dynamiques dans la structure globale du système à compression de vapeur (cas chauffage)

2.1.3.7 PARAMÈTRES À IDENTIFIER

La modélisation mettant en jeu un nombre conséquent d'équations, le nombre de paramètres à identifier est également important. Malgré tout, pour simplifier cette phase d'identification, la plupart des paramètres peuvent être déterminés séparément les uns des autres.

Ainsi, par exemple, en connaissant le débit massique et la basse pression, nous pouvons identifier les paramètres α_1 et τ_1 de l'équation 3.1. Une fois les paramètres identifiés, cette équation peut être résolue. Le débit massique permet également d'identifier les paramètres d'autres équations dépendant de cette grandeur (par exemple, les différentes pertes de charge (équation 3.37)).

Par ailleurs, certains paramètres peuvent être identifiés à l'aide de plusieurs équations. Par exemple, l'efficacité de l'aérotherme peut être déterminée à partir des températures sortantes pour l'air et pour l'eau.

Cependant, lorsqu'il faut identifier plusieurs paramètres à partir d'une seule équation (comme les paramètres α_2 , α_3 , α_4 et τ_2 pour déterminer la haute pression du réfrigérant en sortie du compresseur (équation 3.2)), il devient nécessaire d'utiliser plusieurs essais réalisés pour des variations différentes des grandeurs d'entrée (ou bien, plusieurs essais en des points de fonctionnement différents).

Il peut arriver également que l'on ne dispose pas de toutes les mesures nécessaires pour réaliser l'identification d'un paramètre⁶¹. Le nombre minimum de capteurs nécessaires pour éviter cette situation est le suivant :

- un débitmètre pour le réfrigérant en sortie du compresseur ;
- deux capteurs de pression⁶² (pour la basse et la haute pression), idéalement en entrée et sortie du compresseur (points pour lesquels la pression a ses valeurs min/max)
- des capteurs de température du réfrigérant (en entrée et sortie des échangeurs de chaleur) ;
- des capteurs de température du fluide secondaire pour les échangeurs (ne devant pas être en contact direct avec l'échangeur de chaleur) ;
- des ampèremètres pour les composants consommant de l'énergie (compresseur, CTP, etc.).

⁶¹ Par exemple, dans notre cas d'étude, on ne dispose pas de mesure de pression entre la sortie du détendeur et l'entrée de l'évaporateur en mode climatisation. Dans ces cas-là, nous faisons l'hypothèse que les pertes de charge seront similaires à celles dans l'évaporateur du mode chauffage (qui présente un capteur de pression entre la sortie du détendeur et l'entrée de l'évaporateur).

⁶² Cependant, il est recommandé d'avoir de nombreux capteurs de pression en entrée et sortie de chaque composant pour permettre d'identifier les pertes de charge.

2.2 CTP

Les CTP sont des actionneurs dont la réponse est quasiment instantanée. Ainsi, leur consommation électrique peut être représentée d'une façon purement statique.

Les CTP considérées par la suite permettent de fournir 7 niveaux de puissance électrique. Ce choix se fait à l'aide de 3 relais comme indiqué Figure 3.18. La résistance totale varie donc en fonction de l'ouverture des relais comme il est indiqué Tableau 3.2.

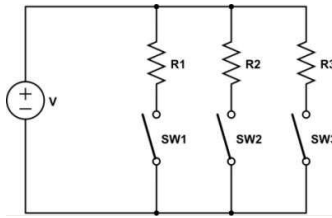


Figure 3.18. Schéma électrique représentant les CTP.

Relai			Résistance Equivalente R_{eq}
SW1	SW2	SW3	
0	0	0	∞
0	0	1	R_3
0	1	0	R_2
0	1	1	$\frac{R_2 \cdot R_3}{R_2 + R_3}$
1	0	0	R_1
1	0	1	$\frac{R_1 \cdot R_3}{R_1 + R_3}$
1	1	0	$\frac{R_1 \cdot R_2}{R_1 + R_2}$
1	1	1	$\frac{R_1 \cdot R_2 \cdot R_3}{R_1 \cdot R_2 + R_2 \cdot R_3 + R_1 \cdot R_3}$

Table 3.2. Résistance équivalente selon l'ouverture des relais

Leur puissance électrique peut être déterminée à l'aide de la première Loi de Joule et de la Loi d'Ohm :

$$W_{CTP} = \frac{U^2}{R_{eq}} \quad (3.38)$$

Leur taux d'efficacité très élevé permet de supposer une transformation sans pertes entre la puissance électrique et la puissance thermique, c'est-à-dire :

$$Q_{CTP} = W_{CTP} \quad (3.39)$$

En revanche, ces thermistances s'avèrent très sensibles à la température ambiante. Pour cette raison leur localisation par rapport à la pompe à chaleur joue un rôle très important pour l'efficacité des deux actionneurs. Ce sujet sera abordé plus en détail au dernier chapitre.

2.3 HABITACLE

La température de l'air dans l'habitacle des voitures présente des variations pouvant être importantes selon les endroits considérés. Ceci s'explique en particulier par la présence de plusieurs phénomènes de transfert de chaleur (avec la structure de la voiture et avec l'extérieur) qui ne facilitent pas la homogénéisation complète des températures (sauf si le véhicule reste statique pendant une période assez longue dans une zone pour laquelle les conditions extérieures ne varient pas).

Ainsi par exemple, le positionnement de la voiture par rapport au soleil peut être responsable du réchauffement d'un siège. Ce siège va lui-même transférer la chaleur par conduction au plancher de la voiture, par rayonnement à d'autres objets solides à proximité (par exemple, l'autre siège), et par convection (libre ou forcée) à l'air à l'intérieur du véhicule. De plus, une différence de densités fait que l'air chaud monte vers les zones supérieures de la voiture même lorsque celle-ci est à l'arrêt.

Malgré tout, il est courant de ne retrouver qu'un seul capteur de température dans les habitacles des voitures. Ce capteur est localisé près du rétroviseur et il est très souvent isolé sous une structure plastique. En conséquence, la température qu'il mesure n'est pas la même que celle que les passagers ressentent. L'information provenant de ce capteur est alors généralement corrigée par des cartographies avant que l'information ne soit transmise au calculateur du véhicule.

Pour développer ces cartographies, un modèle thermique complexe est simulé pour plusieurs points de fonctionnement. Ce modèle prend en compte la majorité des phénomènes physiques qui ont lieu dans l'habitacle et dans la structure de la voiture. Rappelons que les transferts de chaleur peuvent être induits par plusieurs

phénomènes, ceux qui seront repris pour l'élaboration du modèle sont décrits ci-dessous.

La *conduction* est le transfert d'énergie qui se produit entre des particules plus énergétiques d'un système vers des particules moins énergétiques en raison de leur interaction. Dans les solides, la conduction est due à la vibration des molécules, ainsi qu'au transport d'énergie par des électrons libres. Dans les liquides et les gaz, elle est due à la diffusion et aux collisions. L'équation permettant de retrouver la puissance thermique échangée par conduction est déduite de la loi de Fourier comme :

$$Q_{echcond} = \frac{k \cdot S}{l} \cdot (T_1 - T_2) \quad (3.40)$$

où le coefficient k dépend de la substance et de la différence absolue des températures, S est la surface d'échange et l la distance qui sépare deux points à températures T_1 et T_2 .

L'échange par *convection* se produit par contact direct entre un fluide en mouvement et une surface solide. Comme pour la conduction, il est nécessaire qu'un des corps soit à une température supérieure par rapport à l'autre. En raison du mouvement du fluide, le transfert de chaleur est plus rapide que la conduction.

Lorsque la convection se produit de façon naturelle en raison de la différence des forces de flottabilité⁶³ (induites par les différences de masse volumique en fonction de la température), nous parlons de convection libre ou naturelle. Si le fluide est mis en mouvement par un système externe, nous parlons de convection forcée. L'équation représentant les deux types de convection est donnée par la loi de refroidissement de Newton (qui est similaire à la loi de Fourier mais adaptée à un corps et son environnement) :

$$Q_{echconv} = H \cdot S \cdot (T_1 - T_{env}) \quad (3.41)$$

où le paramètre H est un paramètre dépendant de plusieurs variables telles que la géométrie de la surface, les propriétés du fluide, sa vitesse, etc. Comme pour la conduction, S représente la surface d'échange tandis que la différence de températures est calculée entre celle du corps solide (T_1) et l'environnement (le fluide aux alentours (T_{env})). Comme nous pouvons l'observer, les échanges par conduction et convection sont très similaires (ils sont tous les deux proportionnels à la différence de température).

Une autre façon de transférer la puissance thermique s'effectue par un *transfert de masse* (également appelé *advection*) entre deux zones, dites volumes de contrôle, à

⁶³ Poussée d'Archimède.

différentes valeurs de température (T_1 et T_2). Le bilan d'énergie dans ce cas fait intervenir également une fonction proportionnelle à la différence de températures :

$$Q_{echadv} = \dot{m} \cdot Cp \cdot (T_1 - T_2) \quad (3.42)$$

où Cp est la chaleur spécifique du fluide à pression constante.

Enfin, le *rayonnement thermique* correspond à l'énergie émise par des ondes électromagnétiques en raison de la température d'un corps. Tous les corps émettent et absorbent du rayonnement thermique à différents niveaux⁶⁴. Ce rayonnement peut se produire dans des longueurs d'onde courtes ($\leq 2,5 \mu\text{m}$, comme l'énergie provenant du soleil) ou bien des longueurs d'onde longues ($> 2,5 \mu\text{m}$, ce qui correspond au rayonnement entre les différents corps de la voiture mais également au rayonnement de la voiture avec d'autres surfaces extérieures).

La loi de Stefan-Boltzmann donne la puissance thermique d'un corps (pour une température T exprimée en K) :

$$Q_{ray} = \varepsilon \cdot \sigma \cdot S \cdot T^4 \quad (3.43)$$

où l'émissivité (ε) a une valeur comprise entre 0 et 1 dépendant de plusieurs propriétés du corps (incluant la couleur de la surface, la longueur d'onde, etc.), S est la surface d'échange et σ est la constante de Stefan-Boltzmann. Les objets dont l'émissivité est égale à 1 sont appelés couramment « corps noirs ».

Le soleil est souvent considéré comme un corps noir à 5800 K (Rathore & Kapuno Jr., 2011). On considère généralement qu'un corps peut absorber du soleil un rayonnement maximal égal à 1366 W m^{-2} (Gueymard, 2004). Cette valeur est néanmoins très influencée par les conditions météorologiques. De plus, ce rayonnement peut être absorbé par un corps de manière directe mais également par le reflet d'autres corps (comme des gouttes d'eau dans l'atmosphère).

Par ailleurs, l'angle d'incidence entre deux corps détermine la puissance maximale susceptible d'être absorbée par rayonnement. La puissance réelle absorbée dépendra également d'une valeur d'absorptivité. La loi de Kirchhoff indique que la valeur d'émissivité et celle d'absorptivité d'un corps sont égales. Ainsi, la puissance échangée par deux corps peut être déterminée par :

$$Q_{echray} = \varepsilon \cdot \sigma \cdot S \cdot (T_1^4 - T_2^4) \quad (3.44)$$

Les modèles de thermique habitacle font donc intervenir tous les types d'échanges thermiques se produisant entre les différents éléments d'une voiture et l'extérieur. Cela se fait par une analyse aux éléments finis et à l'aide de la théorie de la mécanique des fluides, ce qui demande une charge de calcul importante.

⁶⁴ Mais certains, comme l'air, ont des valeurs d'absorption et d'émissivité très faibles.

Or, ces modèles sont inutilisables pour la commande ou l'optimisation. Ainsi, un modèle simplifié de l'habitacle a été développé dans le cadre de cette thèse. Ce modèle découpe l'habitacle en 10 volumes virtuels d'air et ne prend en compte que les phénomènes thermiques prédominants. Ce modèle permet d'étudier le comportement dynamique de l'habitacle en présence des actionneurs mentionnés lors des sections précédentes. Enfin, ce modèle est encore simplifié pour l'optimisation de tels actionneurs.

2.3.1 BESOINS ET DÉMARCHE

Le but principal de ce modèle est de pouvoir être représentatif des dynamiques des températures de l'habitacle en plusieurs points. Plus particulièrement, on s'intéresse aux volumes inférieur et supérieur pour le conducteur et le passager à l'avant.

Ainsi, partant du principe des nœuds⁶⁵, le volume de l'habitacle est découpé en dix volumes virtuels permettant une analyse de l'évolution de la température en plusieurs points (figure 3.19). La caractérisation de chaque volume partiel prend en compte plusieurs phénomènes thermodynamiques et leurs principaux échanges thermiques. De même, certaines hypothèses décrites ci-dessous sont prises en compte pour faciliter l'adaptabilité à d'autres habitacles.

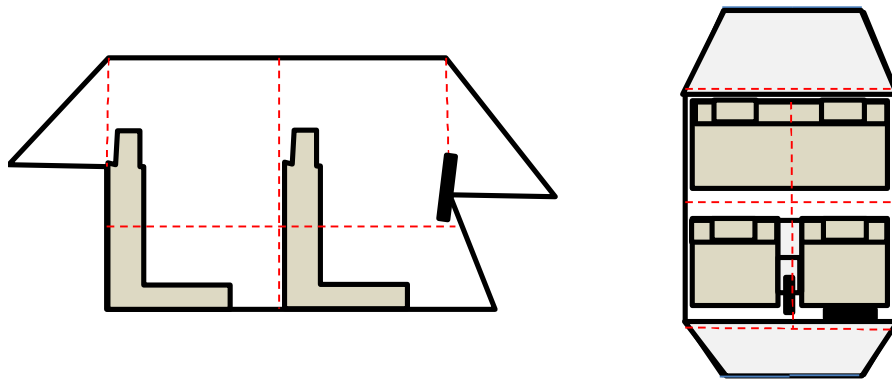


Figure 3.19. Vue latérale et supérieure indiquant (en rouge) les volumes de découpage de l'habitacle

Le choix de ce nombre de volumes virtuels n'est pas fortuit. Il permet d'observer de façon indépendante les dynamiques supérieure et inférieure à l'avant et à l'arrière de la voiture (côté gauche et droit), tout en isolant les volumes d'air localisés en

⁶⁵ Le principe de nœuds est une formulation mathématique selon laquelle certains points du système (par exemple, des zones d'air, des parois, etc.) sont discrétisés en plusieurs nœuds. Ensuite, le bilan énergétique est réalisé pour chaque nœud. Un exemple d'une telle application peut être retrouvé dans (Mezrhab & Bouzidi, 2006).

dessous du parebrise et de la lunette arrière. Cela induit plusieurs avantages, tels que :

- l'adaptabilité à des habitacles dont les aérateurs sont placés différemment ;
- la prise en compte des stratégies de confort localisées ;
- la souplesse pour inclure l'effet d'autres actionneurs thermiques dans une certaine zone (volant chauffant, sièges chauffants, panneaux rayonnants, etc.).

Le modèle est adapté au système HVAC décrit ultérieurement. Néanmoins, l'adaptabilité du modèle à d'autres systèmes HVAC sera analysée à la fin de cette section.

2.3.2 HYPOTHÈSES

Les hypothèses prises en compte pour le développement de ce modèle sont :

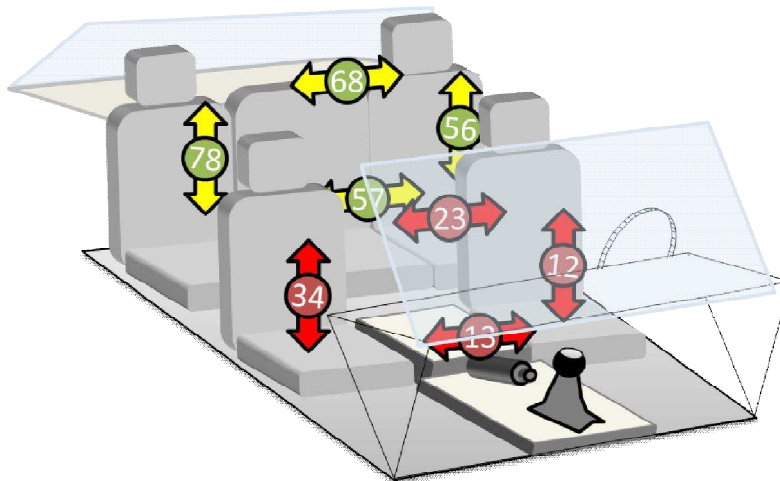
- les volumes virtuels considèrent la température de l'air uniquement et donc les températures de la structure de la voiture, ainsi que de tous les éléments à l'intérieur de l'habitacle, ne sont pas modélisés (ce qui explique qu'il n'y ait pas d'échanges par conduction). Néanmoins, l'inertie thermique des volumes virtuels est considérée en prenant en compte les autres éléments à l'intérieur du véhicule ;
- la voiture est considérée symétrique et donc les volumes virtuels à gauche sont identiques à ceux à droite (nous négligeons le volant, l'influence de la position des sièges, etc.) ;
- les volumes virtuels adjacents au parebrise et à la lunette arrière ont la même dimension ;
- les volumes virtuels échangent la chaleur par transfert massique ;
- la voiture est considérée complètement isolée thermiquement sauf pour les éléments en verre ;
- le rayonnement est considéré comme un phénomène statique et instantané, et pris en compte comme une valeur constante ;
- les fenêtres, le parebrise et la lunette arrière sont vues comme des solides ayant une température égale à la température extérieure. En conséquence, les volumes virtuels adjacents à ces éléments échangent leur puissance avec l'air à l'intérieur par convection libre ou forcée ;
- la surface des fenêtres est la même pour tous les éléments ;
- les surface du parebrise et de la lunette arrière sont égales ;
- la surface de tous les aérateurs est la même ;

- la distribution de l'air vers l'habitacle est issue du modèle HVAC à présenter ultérieurement ;
- la température de l'air soufflé (sortant des aérateurs) est celle de l'air en sortie de l'échangeur de chaleur de l'habitacle (l'évaporateur en mode climatisation ou l'aérotherme en mode chauffage) ;
- tous les aérateurs sont supposés ouverts ;
- il n'y a pas de fuites d'air dans l'habitacle ;
- il n'y a pas d'humidité à l'intérieur du véhicule.

Pour le découpage des volumes, nous pouvons les énumérer de la façon suivante :

0. Avant (parebrise) ;
1. Avant-gauche-inférieure ;
2. Avant-gauche-supérieure ;
3. Avant-droite-inférieure ;
4. Avant-droite-supérieure ;
5. Arrière-gauche-inférieure ;
6. Arrière-gauche-supérieure ;
7. Arrière-droite-inférieure ;
8. Arrière-droite-supérieure ;
9. Arrière.

Les échanges massiques entre ces volumes se produisent comme le montre la Figure 3.20 :



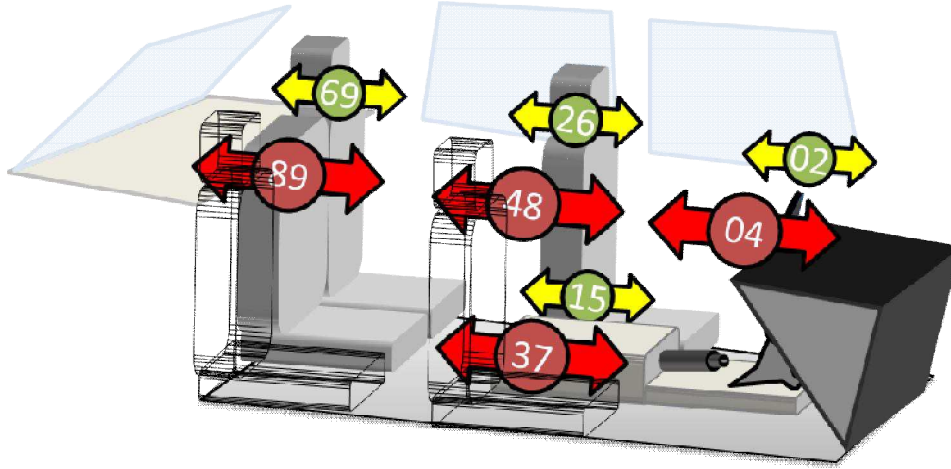


Figure 3.20. Echanges massiques inter-volumes.
Les flèches jaunes indiquent l'arrière-plan de la vue 3D tandis que les flèches rouges correspondent au premier plan.

2.3.3 APPROCHE PHYSIQUE

2.3.3.1 MISE EN ÉQUATION

Comme nous l'avons indiqué dans les hypothèses, les phénomènes prédominants à modéliser sont la convection (libre ou forcée) et le transfert de masse. Ainsi, les équations 3.45-3.54 sont déduites du bilan énergétique prenant en compte ces phénomènes (pour cela, reprenons les équations 3.41 et 3.42). La convention de signe adoptée considère la température du volume décrite par les équations différentielles comme intervenant négativement dans les différences de température présentes dans ces équations.

Dans le volume avant (0), nous devons considérer le transfert massique avec deux autres volumes plus un échange par convection avec le parebrise. Il faut de plus faire intervenir les frises d'aération à ce niveau-là. Cela permet d'écrire l'équation de ce volume sous la forme :

$$I_0 \cdot \dot{T}_0 = \left[\begin{aligned} &\dot{m}_{02} \cdot C_{p_{air}} \cdot (T_2 - T_0) + \dot{m}_{04} \cdot C_{p_{air}} \cdot (T_4 - T_0) + \\ &+ \dot{m}_{fris} \cdot C_{p_{air}} \cdot (T_{air,fris} - T_0) + H_{pb} \cdot S_{pb} \cdot (T_{ext} - T_0) \end{aligned} \right] \quad (3.45)$$

où I_0 correspond à l'inertie thermique du volume considéré.

Dans les volumes inférieurs avant (1 & 3), en plus des échanges avec les volumes adjacents, nous devons tenir compte des aérateurs au niveau des pieds, et les prises d'air recyclé. Donc, leurs équations peuvent s'écrire sous la forme :

$$I_1 \cdot \dot{T}_1 = \left[\begin{aligned} &\dot{m}_{12} \cdot Cp_{air} \cdot (T_2 - T_1) + \dot{m}_{13} \cdot Cp_{air} \cdot (T_3 - T_1) + \dot{m}_{15} \cdot Cp_{air} \cdot (T_5 - T_1) + \\ &+ \frac{\dot{m}_{aepd}}{2} \cdot Cp_{air} \cdot (T_{air,aepd} - T_1) + \dot{m}_{recy} \cdot Cp_{air} \cdot (T_{air,ext} - T_1) \end{aligned} \right] \quad (3.46)$$

$$I_3 \cdot \dot{T}_3 = \left[\begin{aligned} &\dot{m}_{13} \cdot Cp_{air} \cdot (T_1 - T_3) + \dot{m}_{34} \cdot Cp_{air} \cdot (T_4 - T_3) + \dot{m}_{37} \cdot Cp_{air} \cdot (T_7 - T_3) + \\ &+ \frac{\dot{m}_{aepd}}{2} \cdot Cp_{air} \cdot (T_{air,aepd} - T_3) + \dot{m}_{recy} \cdot Cp_{air} \cdot (T_{air,ext} - T_3) \end{aligned} \right] \quad (3.47)$$

Les équations des volumes inférieurs arrière (1 & 5) sont plus simples car seuls les échanges inter-volumes interviennent :

$$I_5 \cdot \dot{T}_5 = \dot{m}_{15} \cdot Cp_{air} \cdot (T_1 - T_5) + \dot{m}_{56} \cdot Cp_{air} \cdot (T_6 - T_5) + \dot{m}_{57} \cdot Cp_{air} \cdot (T_7 - T_5) \quad (3.48)$$

$$I_7 \cdot \dot{T}_7 = \dot{m}_{37} \cdot Cp_{air} \cdot (T_3 - T_7) + \dot{m}_{57} \cdot Cp_{air} \cdot (T_5 - T_7) + \dot{m}_{78} \cdot Cp_{air} \cdot (T_8 - T_7) \quad (3.49)$$

En revanche, les équations des volumes supérieurs (2, 4, 6 & 8) incluent plusieurs échanges massiques, mais également des échanges par convection avec les fenêtres. Les volumes supérieurs avant sont également en contact avec les aérateurs centraux :

$$I_2 \cdot \dot{T}_2 = \left[\begin{aligned} &\dot{m}_{02} \cdot Cp_{air} \cdot (T_0 - T_2) + \dot{m}_{12} \cdot Cp_{air} \cdot (T_1 - T_2) + \\ &+ \dot{m}_{24} \cdot Cp_{air} \cdot (T_4 - T_2) + \dot{m}_{26} \cdot Cp_{air} \cdot (T_6 - T_2) + \\ &+ \frac{\dot{m}_{aece}}{2} \cdot Cp_{air} \cdot (T_{air,aece} - T_2) + H_{fen} \cdot S_{fen} \cdot (T_{air,ext} - T_1) \end{aligned} \right] \quad (3.50)$$

$$I_4 \cdot \dot{T}_4 = \left[\begin{aligned} &\dot{m}_{04} \cdot Cp_{air} \cdot (T_0 - T_4) + \dot{m}_{24} \cdot Cp_{air} \cdot (T_2 - T_4) + \\ &+ \dot{m}_{34} \cdot Cp_{air} \cdot (T_3 - T_4) + \dot{m}_{48} \cdot Cp_{air} \cdot (T_8 - T_4) + \\ &+ \frac{\dot{m}_{aece}}{2} \cdot Cp_{air} \cdot (T_{air,aece} - T_4) + H_{fen} \cdot S_{fen} \cdot (T_{air,ext} - T_4) \end{aligned} \right] \quad (3.51)$$

$$I_6 \cdot \dot{T}_6 = \left[\begin{aligned} &\dot{m}_{26} \cdot Cp_{air} \cdot (T_2 - T_6) + \dot{m}_{56} \cdot Cp_{air} \cdot (T_5 - T_6) + \dot{m}_{68} \cdot Cp_{air} \cdot (T_8 - T_6) + \\ &+ \dot{m}_{69} \cdot Cp_{air} \cdot (T_9 - T_6) + H_{fen} \cdot S_{fen} \cdot (T_{air,ext} - T_6) \end{aligned} \right] \quad (3.52)$$

$$I_8 \cdot \dot{T}_8 = \left[\begin{aligned} &\dot{m}_{48} \cdot Cp_{air} \cdot (T_4 - T_8) + \dot{m}_{68} \cdot Cp_{air} \cdot (T_6 - T_8) + \dot{m}_{78} \cdot Cp_{air} \cdot (T_7 - T_8) + \\ &+ \dot{m}_{89} \cdot Cp_{air} \cdot (T_9 - T_8) + H_{fen} \cdot S_{fen} \cdot (T_{air,ext} - T_8) \end{aligned} \right] \quad (3.53)$$

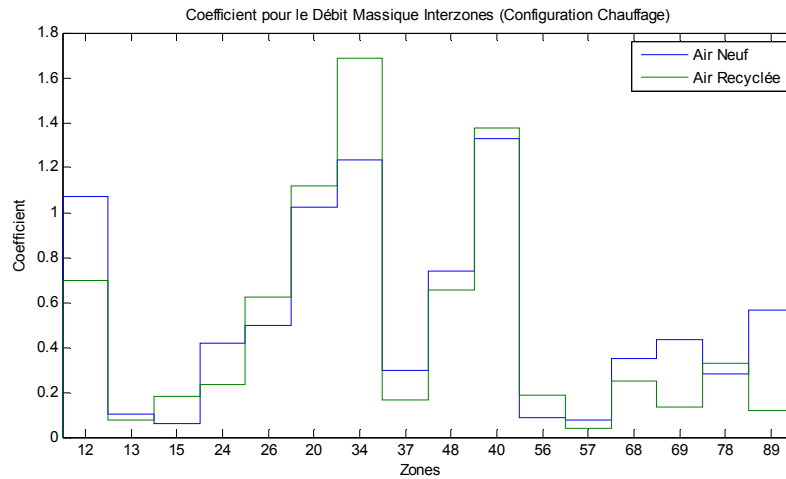
Enfin, le volume arrière (9) a deux échanges par transfert de masse inter- volumes mais également un troisième avec l'extérieur car l'extracteur d'air est placé à cet endroit. Il y a de plus un échange par convection avec la lunette arrière :

$$I_9 \cdot \dot{T}_9 = \left[\begin{aligned} &\dot{m}_{69} \cdot C_{p_{air}} \cdot (T_6 - T_9) + \dot{m}_{89} \cdot C_{p_{air}} \cdot (T_8 - T_9) + \\ &+ \dot{m}_{extrac} \cdot C_{p_{air}} \cdot (T_{air,ext} - T_9) + H_{lun} \cdot S_{lun} \cdot (T_{ext} - T_9) \end{aligned} \right] \quad (3.54)$$

Pour permettre d'identifier facilement certains paramètres, il nous est nécessaire de connaître la distribution d'air entre les différents volumes (aéraulique). Néanmoins, cette distribution est très influencée par diverses variables : la forme des objets à l'intérieur (en incluant les passagers), la vitesse du véhicule et du débit d'air, la distribution des aérateurs dans l'habitacle, le taux de recyclage, la température, entre autres.

Dans le but de simplifier le problème, des cartographies ont permis d'approcher le comportement de l'aéraulique. Dans le modèle élaboré ici, les débits massiques inter-volumes sont issus de cartographies obtenues par le logiciel de simulation thermodynamique « FLUENT ». La répartition de l'air dans l'habitacle (inter-volumes) correspond à celle d'un modèle utilisant les caractéristiques d'un véhicule tricorps⁶⁶.

Pour ce modèle, on évalue ainsi l'utilisation d'une cartographie interpolant les débits massiques inter-volumes pour une configuration « Air Neuf » et une configuration « 100 % Recyclage ». Pour réduire la complexité des cartographies, les débits ont été relativisés au débit total. Ainsi, à partir du taux de recyclage, nous avons comme sorties de la cartographie des valeurs à multiplier par le débit total pour obtenir les différents débits massiques inter-volumes⁶⁷ (Figure 3.21). Enfin, une dynamique du premier ordre (dont le gain est unitaire) permet de prendre en compte la réponse dynamique de l'aéraulique.



⁶⁶ Avec trois volumes : le compartiment moteur, l'habitacle et le coffre.

⁶⁷ De cette manière, si nous voulons retrouver le débit massique de l'air (en configuration chauffage-air neuf) entre les volumes 2 et 6, nous devons relever la valeur en bleu de la première cartographie (dans le point « 26 ») et le multiplier par le débit total d'air.

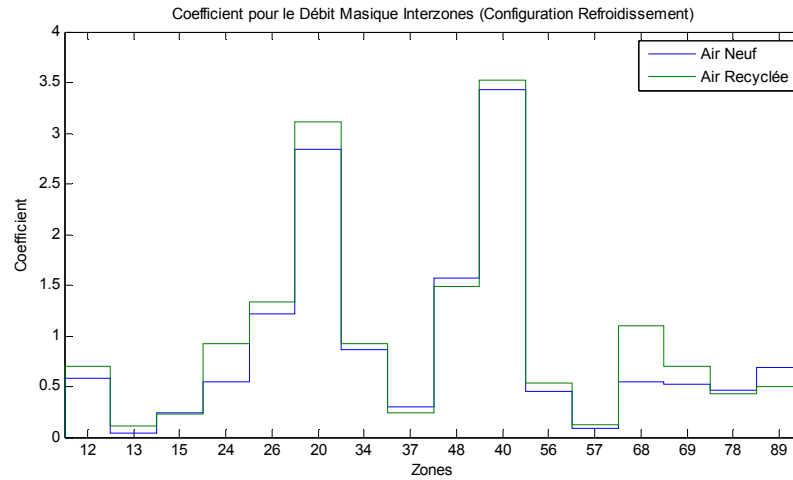


Figure 3.21. Cartographies donnant les coefficients à multiplier par le débit d'air de l'HVAC

Ce modèle permet d'ajouter d'autres éléments qui échangent de la puissance avec l'air. Par exemple, pour ajouter un volant chauffant, il suffit d'utiliser une modélisation similaire à celle des CTP (équations 3.38-3.39) et de l'incorporer dans le volume correspondant (dans le cas du volant, le volume tête avant (2)). La même démarche peut être réalisée en présence d'aérateurs additionnels (par exemple, au niveau des pieds à l'arrière).

Par ailleurs, le rayonnement thermique n'est pas pris en compte. L'absorptivité de l'air étant très faible, une modélisation de l'influence du rayonnement sur les volumes d'air reste inutile.

2.3.3.2 PARAMÈTRES À IDENTIFIER

Dans le modèle habitacle, il ne reste à identifier que les inerties thermiques des volumes virtuels (I_0, I_1, \dots, I_9), la constante de temps associée au débit d'air et les différents coefficients de transfert thermique par convection.

Le coefficient de convection est dépendant du débit massique adjacent (par exemple, pour le volume 9, les débits massiques adjacents sont \dot{m}_{69} , \dot{m}_{89} et \dot{m}_{extrac}). Pour simplifier, nous pouvons le prendre en compte ce coefficient H de façon proportionnelle :

$$H_j = \frac{\alpha_j}{s_j} \cdot \dot{m}_j \quad (3.55)$$

où S correspond à la surface d'échange entre les volumes de contrôle et α est un paramètre à identifier. Il faut noter que lorsqu'il n'y a pas de débit d'air forcé, tous les échanges considérés deviennent des échanges par convection libre. Comme la convection libre n'est pas proportionnelle au débit massique de l'air, une valeur minimale constante (c'est-à-dire ne dépendant pas du débit massique) doit être prise en compte pour ce cas.

De même, en l'absence de débit d'air forcé, nous considérons que les échanges de chaleur par transfert massique sont remplacés par des échanges par convection libre. Ainsi, la capacité thermique de l'air ($C = \dot{m} \cdot c_p$) est remplacée par le coefficient de transfert thermique par convection (H) multipliée par la surface adjacente (S). Comme il s'agit de la convection libre, ce coefficient sera constant mais différent en fonction de la surface adjacente.

En reprenant certaines hypothèses, plusieurs simplifications peuvent être faites pour réduire le nombre de paramètres à identifier :

- des inerties thermiques égales pour les volumes :
 - avant et arrière (0 & 9);
 - pieds avant (1 & 3);
 - pieds arrière (5 & 7) ;
 - tête (2, 4, 6 & 8) ;
- coefficients de transfert thermique égaux pour les éléments en verre :
 - parebrise et lunette arrière ;
 - fenêtres ;
- coefficient de convection libre identique pour :
 - tous les volumes ;
 - tous les éléments en verre ;
 - tous les aérateurs.

Cette réduction du nombre de paramètres facilitera l'identification des paramètres du modèle.

2.4 HVAC

2.4.1 GÉNÉRALITÉS

L'HVAC est la partie du système qui gère les stratégies de soufflage d'air telles que le choix des aérateurs à utiliser, le recyclage d'air, et le mixage d'air chaud et froid. Ces stratégies sont définies par le calculateur en fonction des demandes du

conducteur (à travers une interface située dans le tableau de bord) mais tout en respectant les notions de confort thermique.

En plus, c'est à l'intérieur de l'HVAC que nous retrouvons l'aérotherme (pour le mode chauffage), l'évaporateur (pour le mode climatisation) et les CTP. L'architecture incorporant ces éléments, dans le système étudié, est donnée par la suite.

2.4.2 ARCHITECTURE

Dans l'HVAC, nous retrouvons des actionneurs thermiques tels que les échangeurs de chaleur et les CTP. En plus, plusieurs actionneurs permettent de gérer la distribution d'air dans l'habitacle (Figure 3.22) :

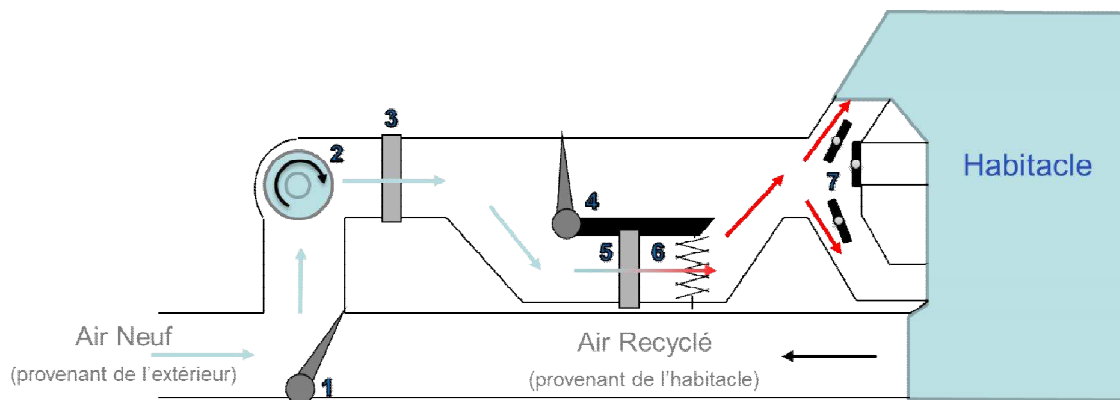


Figure 3.22. Schéma représentant l'architecture de l'HVAC utilisée :
1- Volet de recyclage ; 2- Pulseur ; 3- Evaporateur (mode climatisation) ;
4- Volet de mixage ; 5- Aérotherme (mode chauffage) ; 6- CTP ;
7- Vannes papillon

Ainsi, l'air réchauffé ou refroidi par les actionneurs thermiques est transféré à l'habitacle à travers des aérateurs. Similairement, l'air dans l'habitacle est conduit à partir de prises d'air au niveau des pieds vers l'HVAC pour permettre le recyclage de l'air.

2.4.2.1 VOILET DE RECYCLAGE

Le volet de recyclage permet d'effectuer un mélange entre l'air provenant de l'extérieur de la voiture et l'air dans l'habitacle. Cela permet de profiter de la température interne de l'habitacle afin de réduire les demandes en puissance des actionneurs thermiques. Ainsi, l'air entrant aux actionneurs thermiques peut être dans une configuration « air neuf » (lorsqu'il vient de l'extérieur), « air recyclé » (s'il provient complètement de l'habitacle) ou « recyclage partiel » (mélange des deux).

Un point important à noter est que le débit d'air neuf n'est pas toujours linéaire en fonction de la position du volet (des variations importantes de la température extérieure peuvent elles aussi avoir un effet sur ces débits⁶⁸). La Figure 3.23 montre un exemple de cette influence.

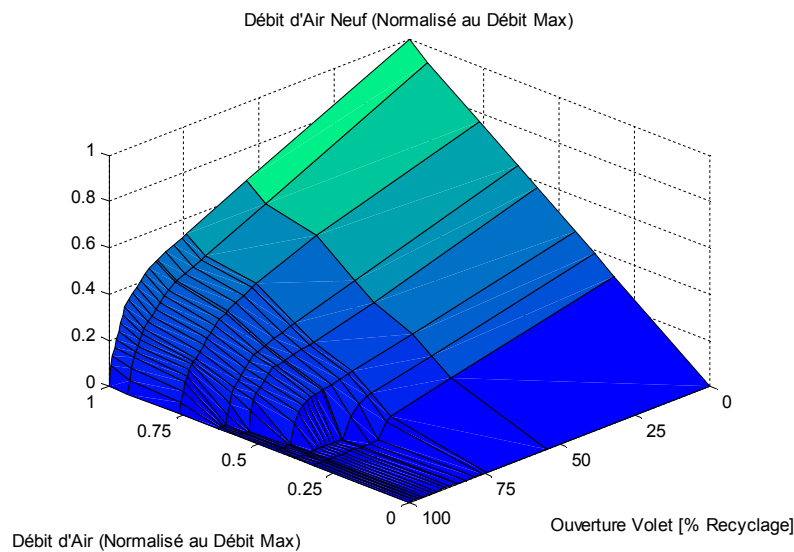


Figure 3.23. Exemple de cartographie (normalisée) permettant d'obtenir le débit d'air neuf en fonction de la position du volet et du débit d'air total

Coté habitacle (et dans plusieurs voitures, à l'arrière du véhicule près de la lunette) nous retrouvons également un extracteur d'air. Cet extracteur permet de maintenir le même taux d'air entrant/sortant du véhicule lorsque nous sommes en présence des stratégies « air neuf » ou « recyclage partiel ».

Les passagers du véhicule peuvent activer le recyclage d'air via l'interface pilotant l'HVAC. Toutefois, cette demande peut être partiellement ou totalement annulée par

⁶⁸ Car la température a une influence sur la masse volumique de l'air, induisant un mouvement du fluide différent.

le calculateur du véhicule lorsque des valeurs seuil d'humidité ou d'émissions nocives sont atteintes.

2.4.2.2 PULSEUR

Cet actionneur, encore dénommé GMV habitacle, permet de fournir le débit d'air requis. Le débit d'air peut être également régulé par les passagers du véhicule même s'il existe une priorité aux demandes du calculateur CAREG. Les demandes de ce calculateur sont formulées en fonction des notions de confort thermique. Elles permettent également de favoriser les échanges thermiques des actionneurs.

2.4.2.3 VOLET DE MIXAGE

Historiquement, le volet de mixage permet aux véhicules à moteur thermique de réguler une température chaude : comme il n'est pas possible de régler la chaleur dissipée par le moteur, la climatisation s'active et le volet de mixage permet d'obtenir une température souhaitée dans les aérateurs. L'utilité de ce volet dans les véhicules électriques est associée surtout aux stratégies de dégivrage⁶⁹ de la pompe à chaleur, ainsi qu'au désembuage du parebrise.

2.4.2.4 VANNES PAPILLON

Dans les véhicules, plusieurs stratégies sont possibles pour la distribution d'air. Pour cela, des vannes papillon sont ouvertes ou fermées selon les conditions extérieures. Hormis cela, les personnes à l'intérieur du véhicule peuvent fermer (partiellement ou totalement) des aérateurs, ainsi que modifier la direction d'écoulement de l'air provenant de ces aérateurs.

Dans ces travaux, nous nous focalisons sur un cas classique ne prenant pas en compte l'influence des aérateurs :

- distribution été : air distribué vers la tête du conducteur et passager à l'avant du véhicule en proportions égales ;

⁶⁹ Le givrage d'une pompe à chaleur peut réduire fortement son efficacité.

- distribution hiver : air distribué en partie dans les frises d'air du parebrise, mais également vers les pieds du conducteur et passager à l'avant du véhicule.

2.4.3 MODÉLISATION

Les stratégies de soufflage d'air constituent des perturbations (connues) pour les modèles des actionneurs et de l'habitacle. Or, le passage de l'air dans l'HVAC entraîne également des pertes de température, ainsi que des inerties thermiques.

Pour la modélisation de l'HVAC, les principes de conservation de la masse ont été appliqués. Ainsi, le débit d'air dans l'HVAC ($\dot{m}_{air,HVAC}$) sera la somme du débit d'air neuf ($\dot{m}_{air,nf}$) et du débit d'air recyclée ($\dot{m}_{air,recy}$). Similairement, ce débit air sera divisé par le volet de mixage comme débit d'air chaud ($\dot{m}_{air,chd}$) et débit d'air froid ($\dot{m}_{air,frd}$) :

$$\dot{m}_{air,recy} = \frac{o_{recy}}{100} \cdot \dot{m}_{air,HVAC} \quad (3.56)$$

$$\dot{m}_{air,nf} = \frac{(100-o_{recy})}{100} \cdot \dot{m}_{air,HVAC} \quad (3.57)$$

$$\dot{m}_{air,chd} = \frac{o_{mix}}{100} \cdot \dot{m}_{air,HVAC} \quad (3.58)$$

$$\dot{m}_{air,frd} = \frac{(100-o_{mix})}{100} \cdot \dot{m}_{air,HVAC} \quad (3.59)$$

où o_{recy} et o_{mix} sont les ouvertures (en pourcentage) des volets de recyclage et mixage respectivement. L'équation 3.59 correspond au débit d'air qui entre dans l'aérotherme. De plus, des fuites d'air ont été modélisées dans les vannes de mixage et recyclage. Pour cela, nous considérons que les valeurs limites seaturent avant d'arriver au maximum/minimum⁷⁰ (10% - 90%, par exemple).

Par ailleurs, les températures de l'air dans les différents points de l'HVAC ont été obtenues en faisant le bilan des différents échanges thermiques (comme pour les équations 3.45-3.54). Par exemple, la température de l'air en entrée de l'évaporateur est donnée par les échanges thermiques avec l'air extérieur (avec un débit d'air neuf

⁷⁰ Par exemple, si nous considérons une configuration « recyclage total » ($o_{recy} = 100$), les équations 3.56 et 3.57 seront saturées sous la forme $\dot{m}_{air,recy} = 0,9 \cdot \dot{m}_{air,HVAC}$ et $\dot{m}_{air,nf} = 0,1 \cdot \dot{m}_{air,HVAC}$ de façon à supposer qu'ils existent des fuites d'air lorsque le volet atteint une position limite.

$\dot{m}_{air,nf}$) et les volumes des pieds avant 1 et 3 (avec un débit d'air recyclé $\dot{m}_{air,recy}$ divisé pour les deux volumes) :

$$I_{air,HVAC} \cdot \dot{T}_{air,HVAC} = \left[\begin{aligned} &\dot{m}_{air,nf} \cdot C_{p_{air}} \cdot (T_{air,ext} - T_{air,HVAC}) + \\ &+ \frac{\dot{m}_{air,recy}}{2} \cdot C_{p_{air}} \cdot (T_1 - T_{air,HVAC}) + \\ &+ \frac{\dot{m}_{air,recy}}{2} \cdot C_{p_{air}} \cdot (T_3 - T_{air,HVAC}) \end{aligned} \right] \quad (3.60)$$

Lorsque le mode chauffage est actif, la température de l'air en sortie de l'évaporateur ($T_{air,evap,sort}$) sera égale à celle en entrée ($T_{air,evap,ent}$). Sinon, elle peut être retrouvée à l'aide de l'équation 3.23.

L'idée inverse s'applique pour la température de l'air sortant de l'aérotherme ($T_{air,aero,sort}$) : en mode chauffage, elle peut être retrouvée à l'aide de l'équation 3.14. Dans le cas contraire, elle peut être considérée égale à la température de l'air qui entre dans l'aérotherme ($T_{air,aero,ent}$). Pour simplifier, cette dernière peut être égale à la température de l'air sortant de l'évaporateur ($T_{air,evap,sort}$) car les pertes de température entre ces deux points sont négligeables.

Il nous reste à déterminer les températures de l'air dans les aérateurs. En supposant ces températures égales à la température de l'air dans le point précédent aux canaux d'aération, nous pouvons les décrire par l'équation :

$$I_{air,aer} \cdot \dot{T}_{air,aer} = \left[\begin{aligned} &\dot{m}_{air,hd} \cdot C_{p_{air}} \cdot (T_{air,aero,sort} - T_{air,aer}) + \\ &+ \dot{m}_{air,fd} \cdot C_{p_{air}} \cdot (T_{air,aero,ent} - T_{air,aer}) + \\ &+ \dot{m}_{fris} \cdot C_{p_{air}} \cdot (T_0 - T_{air,aer}) + \\ &+ \frac{\dot{m}_{aece}}{2} \cdot C_{p_{air}} \cdot (T_2 - T_{air,aer}) + \\ &+ \frac{\dot{m}_{aece}}{2} \cdot C_{p_{air}} \cdot (T_4 - T_{air,aer}) + \\ &+ \frac{\dot{m}_{aepd}}{2} \cdot C_{p_{air}} \cdot (T_1 - T_{air,aer}) + \\ &+ \frac{\dot{m}_{aepd}}{2} \cdot C_{p_{air}} \cdot (T_3 - T_{air,aer}) \end{aligned} \right] \quad (3.61)$$

Ainsi, ceci conduit uniquement deux coefficients à identifier : l'inertie thermique de l'air avant l'évaporateur ($I_{air,HVAC}$) et l'inertie thermique de l'air entre l'évaporateur et les aérateurs ($I_{air,aer}$).

La figure 3.24 résume les nœuds définis dans l'HVAC pour déterminer les débits massiques et les températures.

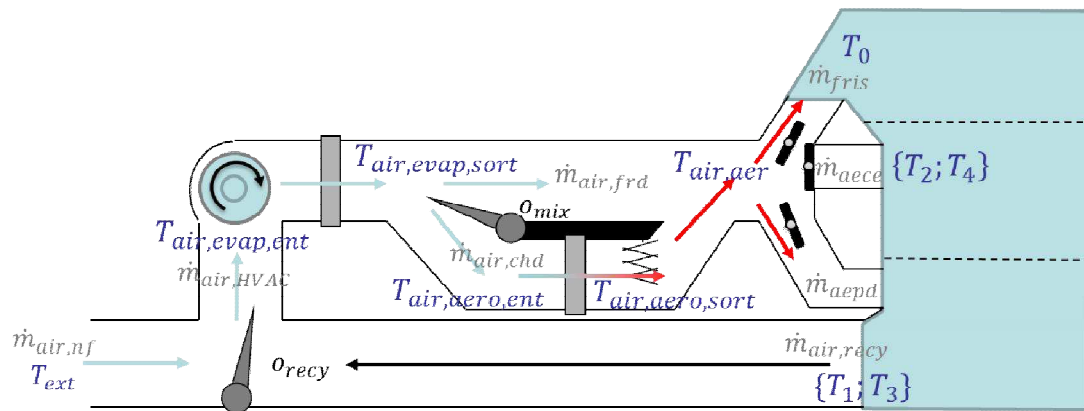


Figure 3.24. Cette figure permet d'observer les différentes températures et les débits massiques calculés.

3 IDENTIFICATION ET VALIDATION DES PARAMÈTRES

Les modèles, et sous-modèles, décrits précédemment permettent de définir plusieurs grandeurs dans le système sans demander une grande connaissance des caractéristiques techniques des éléments que l'intègrent. Pour cela, il est nécessaire d'identifier plusieurs paramètres, ce qui peut être réalisé à l'aide d'essais expérimentaux. Les paramètres à identifier peuvent être donc regroupés par sous-modèles :

- compresseur : 11 paramètres ;
- détendeur : 5 paramètres ;
- aérotherme : 2 paramètres ;
- évaporateur : 2 paramètres ;
- condenseur à air : 2 paramètres ;
- condenseur à eau : 3 paramètres ;
- tuyauterie : 3 paramètres ;
- HVAC : 2 paramètres ;
- habitacle : 10 paramètres.

Les équations présentées ci-dessus ont été utilisées pour construire une plateforme de simulation sous Matlab-Simulink en tenant compte bien sûr des spécifications formulées précédemment. Pour pouvoir identifier et valider le modèle, plusieurs expériences en mode climatisation et mode chauffage ont été analysées. Les essais utilisés pour l'identification et la validation sont issus du projet VEGA THOP. Dans la suite, nous présentons les expériences disponibles ainsi que les résultats obtenus. Enfin, une stratégie d'identification et de validation pour de futurs systèmes est proposée.

3.1 ESSAIS DISPONIBLES

Pour la pompe à chaleur, trois groupes d'essais sont disponibles. Les deux premiers correspondent à des campagnes d'essais réalisées avec le banc prototype, localisé au Centre Technique VALEO à La Verrière. Le banc gère les débits et températures de l'air au niveau de l'évaporateur-condenseur (celui localisé dans la face-avant du véhicule) et de l'aérotherme (HVAC) ainsi que le volet de recyclage.

Les conditions d'expérimentation de la première et de la deuxième campagne d'essais sont indiquées dans les Tableaux 3.3 et 3.4. Les données étant confidentielles, elles ont été normalisées de la façon suivante :

- les débits sont normalisés par rapport à la valeur maximale que chaque groupe moto-ventilateur peut fournir (celui de l'HVAC et celui de la face-avant ont des débits maximaux différents) ;
- toutes les températures sont normalisées par rapport à une valeur minimale (en dessous de 0°C) et une valeur maximale (au-dessus de 0°C) ;
- le régime compresseur, l'ouverture des volets et l'ouverture du détendeur ont été normalisés par rapport à leur valeur maximale ;
- les valeurs de pression (absolues) sont normalisées par rapport à la valeur de sécurité de la pression maximale ;
- le taux de recyclage indique le pourcentage d'air recyclé par rapport au débit total.

Débit HVAC	Taux de Recyclage	Température Air Extérieur	Température Air Recyclé	Consigne Température
37%	0%	15%	38%	65%
	25%			
	81%			
49%	0%	2%		65%
	43%			
	86%			
74%	0%	15%		70%
	62%			
	91%			
100%	12%	65%	45%	29%

Tableau 3.3. 1ère campagne d'essais⁷¹ sur banc.

En « jaune » les essais « chauffage » et en « bleu » les essais « climatisation ».

⁷¹ Toutes les expériences de la première campagne ont été répétées pour des débits GMV à 45% et 100% du débit maximal.

Débit GMV Face Avant	Débit HVAC	Taux de Recyclage	Température Air Extérieur	Température Air Recyclé	Consigne Température
69%	59%	0%	25%		50%
					55%
					60%
					65%
					75%
					85%
37%	100%	0%	45%		29%
80%			65%		
100%			55%		

Tableau 3.4. 2ème campagne d'essais sur banc.

En « jaune » les essais « chauffage » et en « bleu » les essais « climatisation »

De nombreuses campagnes d'essais additionnelles ont été réalisées sur le véhicule (Fluence) dans la chambre climatique du Technocentre Renault Guyancourt. Pour cela, le système de pompe à chaleur réversible ainsi que les CTP sur air ont été montés sur le véhicule. La distribution des aérateurs dans l'HVAC est celle décrite précédemment. Comme dans les véhicules classiques, le tableau de climatisation est fonctionnel (pour permettre d'établir des consignes de débit d'air et de la température habitacle).

Le système de Pompe à Chaleur Réversible est commandé via des régulateurs PI (Proportionnels Intégraux) pour le compresseur et le détendeur. Le débit d'air dans le GMV face-avant est commandé de façon proportionnelle au régime du compresseur électrique.

Les essais réalisés sur véhicule permettent également d'identifier et de valider le modèle « habitacle » pour le recyclage d'air partiel et total. Les essais principaux utilisés sont décrits dans le Tableau 3.5 :

Niveaux CTP	Débit HVAC	Taux de Recyclage	Taux de Mixage	Température extérieure	Consigne Température	
0-2	20-37%	0	100%	25%	45-75%	
0	20-30%	0-100%			25%	38-68%
	20-35%					50-72%
	20-25%			30-62%		
0-3	65%			24-56%		
0	25-30%	85-100%	30%	22%		50-70%
	18-78%	90-100%	15-30%		30-65%	
			20-30%		50-70%	
			0-25%		50-75%	
		20-40%	0-100%	90-100%	30%	30-85%
0-2	25-42%	0-20%	95-100%	22%	60-85%	
			80-100%		30-85%	
0	18-78%		100%		22%	85%
	25-40%	45-85%				
	70%	85%				
	42%					0-27%
						75%
25-100%						
0	25-42%	0%	20-100%	45%		22-30%
					22-38%	
	50-60%	100%	100%		22%	
	30-100%	0%				
	55%	100%				
	58%	0%				
	90%	100%				
	58%	75%				
		50%				
	35%	25-50%				

Tableau 3.5. Campagne sur véhicule.

En « jaune » les essais « chauffage » et en « bleu » les essais « climatisation »

3.2 STRATÉGIE D'IDENTIFICATION ET VALIDATION

3.2.1 ANALYSE DES RÉSULTATS

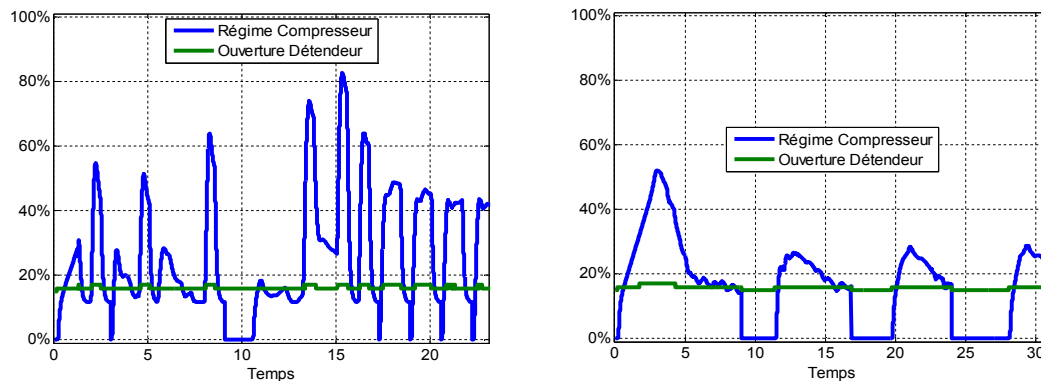
L'identification et la validation des modèles ont été réalisées à partir des expériences disponibles pour les modes climatisation et chauffage (décrites ci-dessus). Pour le système de pompe à chaleur réversible, les paramètres inconnus de chaque équation ont été identifiés de façon indépendante (organe par organe) à l'aide de la méthode de moindres carrées non-linéaires. Les valeurs obtenues ont ensuite été utilisées comme des conditions initiales pour une deuxième identification en simulant le système complet. Pour cette identification, plusieurs essais en série (en des points

de fonctionnement différents) ont été utilisés pour déterminer des valeurs moyennes pour les paramètres.

L'identification et la validation des modèles de la pompe à chaleur ont été réalisées tout d'abord avec la première et la deuxième campagne d'essais. La troisième campagne d'essais (sur voiture) a fait apparaître des modifications au niveau des échangeurs de chaleur ainsi qu'une sensibilité réduite aux perturbations sur le système (en raison d'une différence dans la disposition des organes dans la voiture par rapport au banc). En conséquence, nous avons relancé l'identification et la validation d'environ 40% des paramètres comme s'il s'agissait d'un système dont les composants présentent des caractéristiques techniques différentes (pour valider l'adaptabilité à d'autres systèmes similaires). Les autres paramètres n'ont pas besoin d'être ré-identifiés car n'étant pas affectés par le changement de caractéristique.

Pour l'identification des paramètres de l'habacle une démarche similaire à celle de la Pompe à Chaleur a été suivie. La première identification s'est faite en séparant ce qui correspond aux pertes dans l'HVAC, ainsi que les équations ayant les mêmes paramètres (par exemple, les volumes 2, 4, 6 & 8).

Les Figures 3.26 et 3.28 comparent, pour deux cas de chauffage et deux cas de climatisation, les principales grandeurs mesurées à celles obtenues via le modèle pour les mêmes entrées / perturbations (définies Figures 3.25 et 3.27). Ces essais correspondent aux campagnes réalisées sur véhicule (pour chaque configuration, les paramètres identifiés sont les mêmes pour les deux cas).



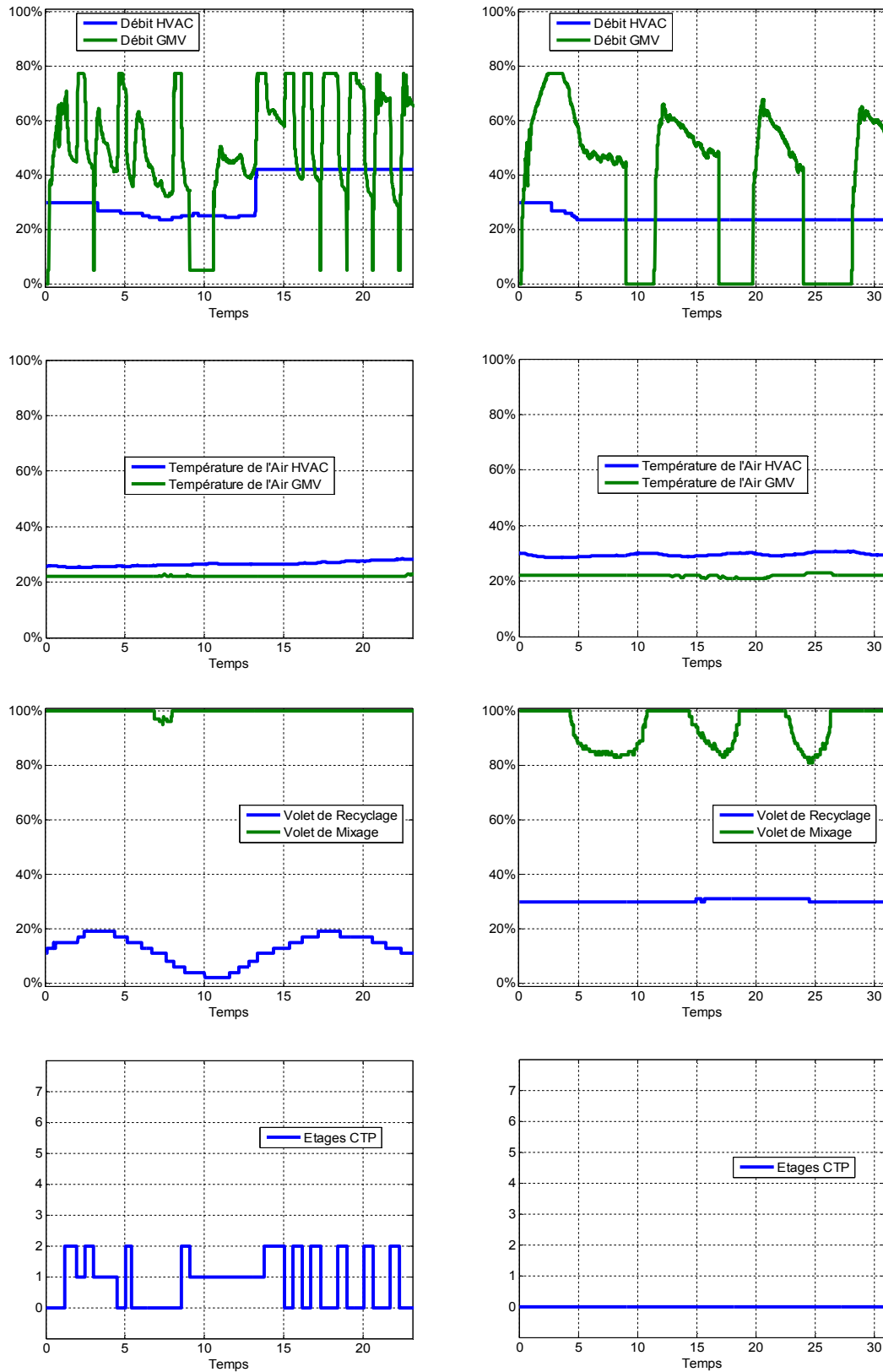
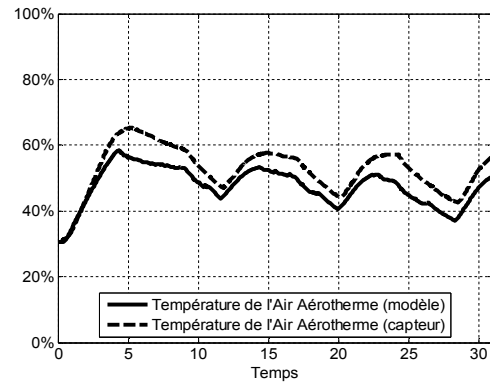
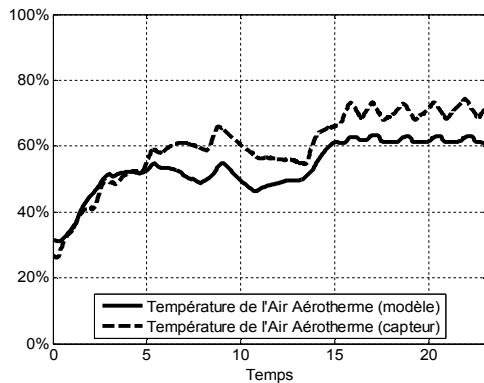
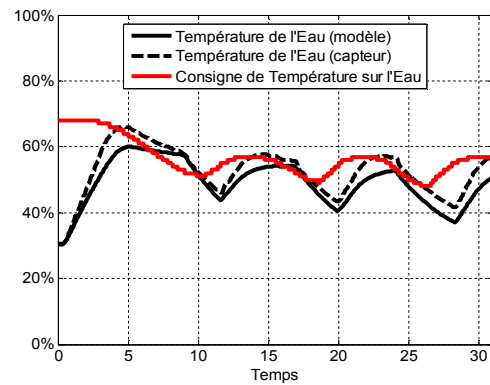
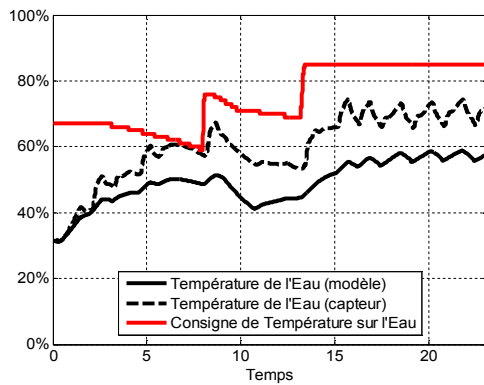
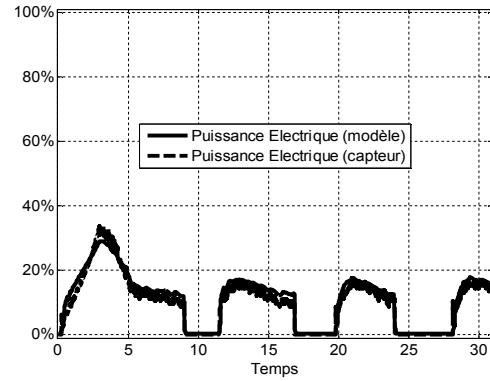
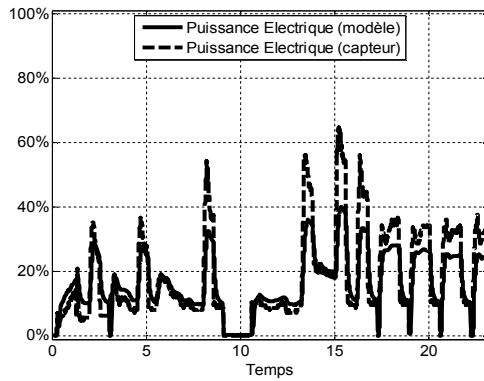
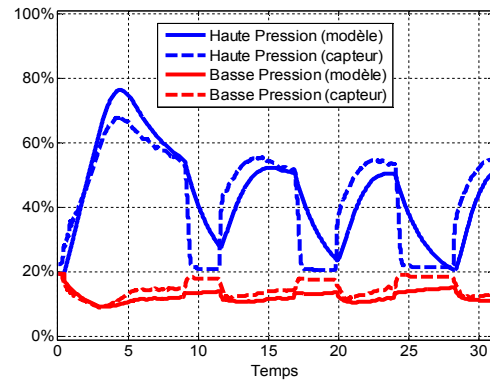
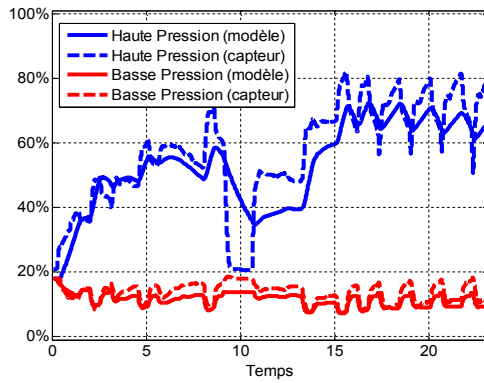


Figure 3.25. Entrées pour le modèle complet pour deux cas en mode chauffage



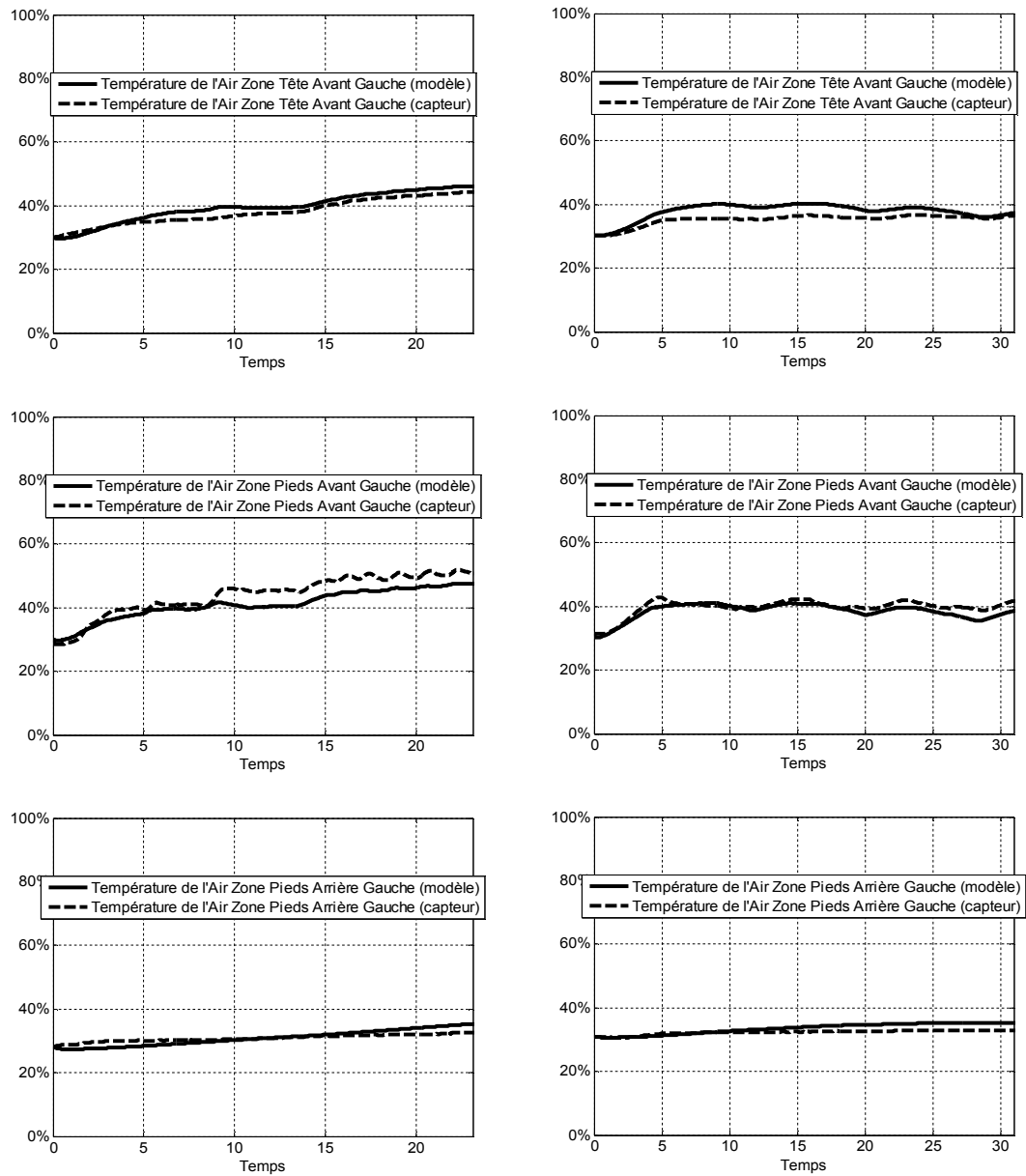
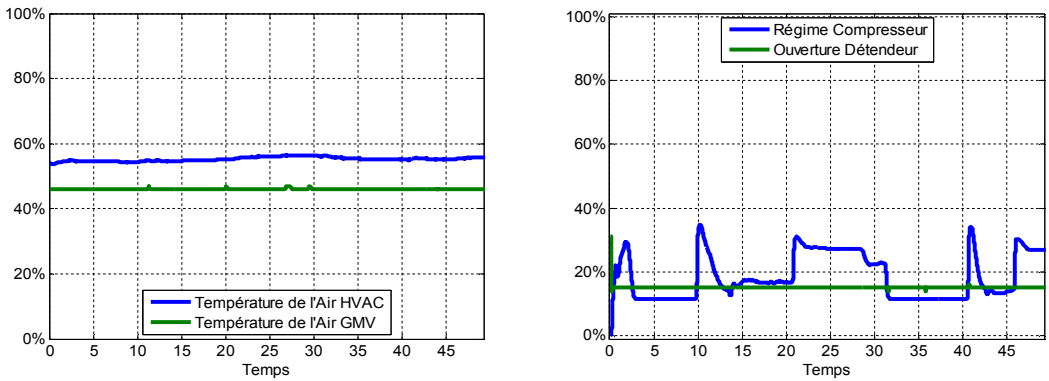


Figure 3.26. Sorties pour le modèle complet pour deux cas en mode chauffage



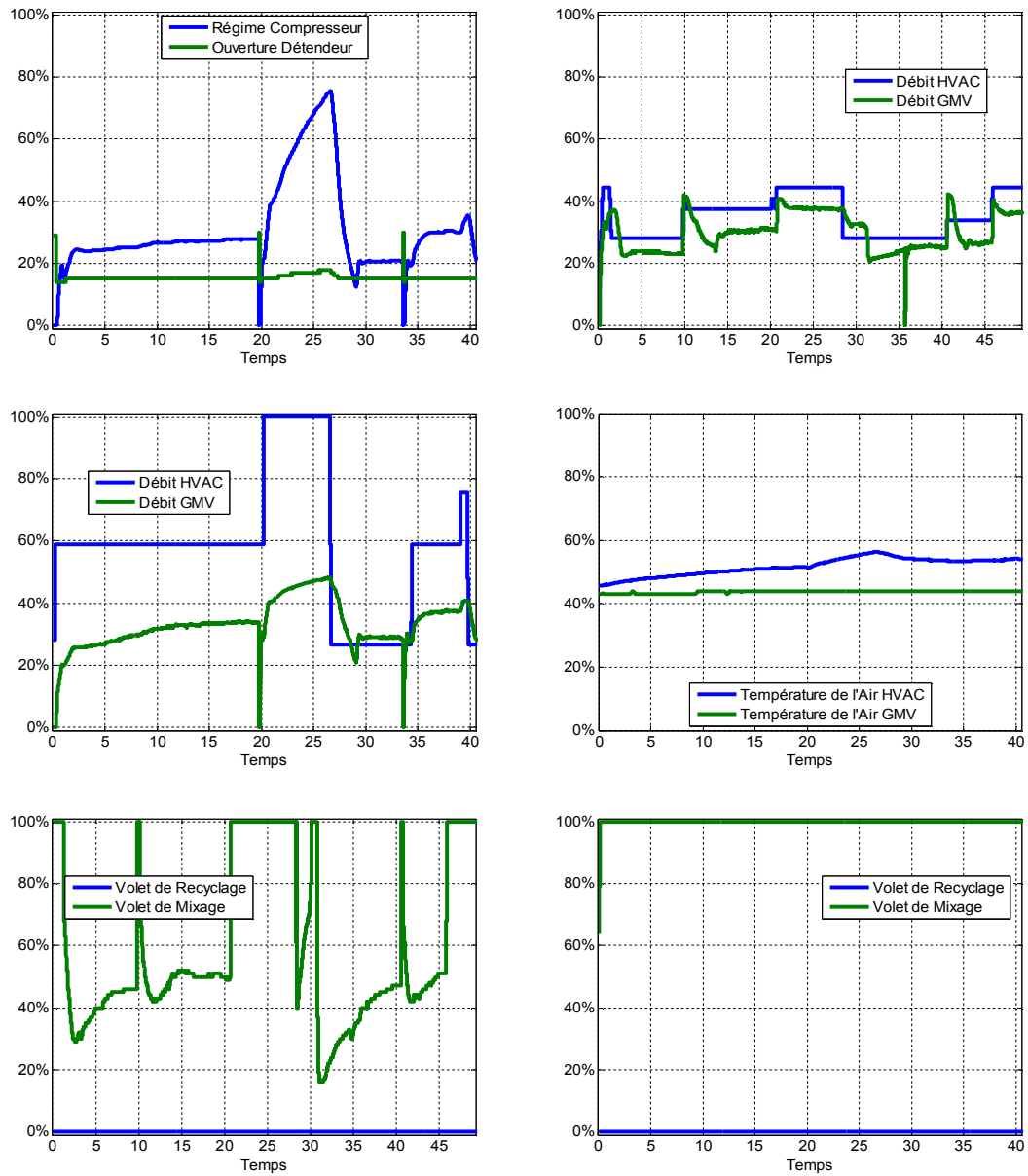
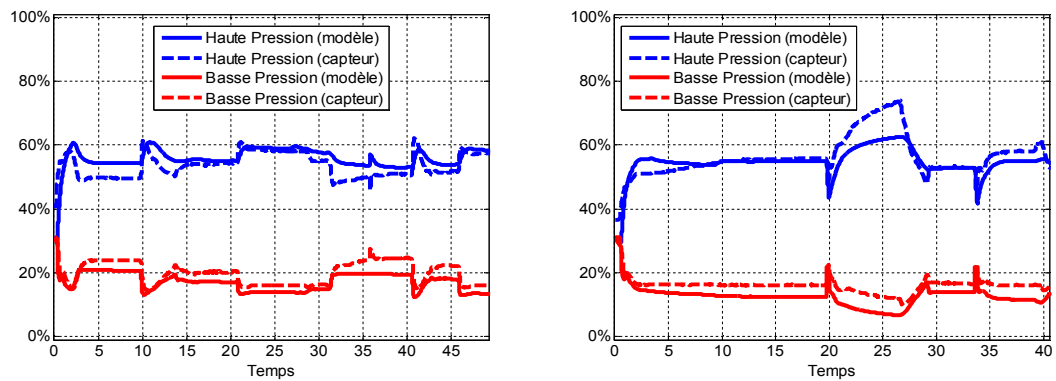
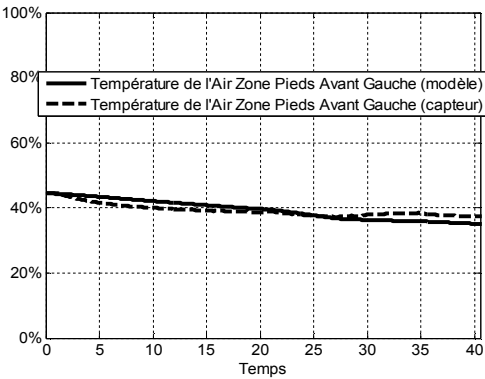
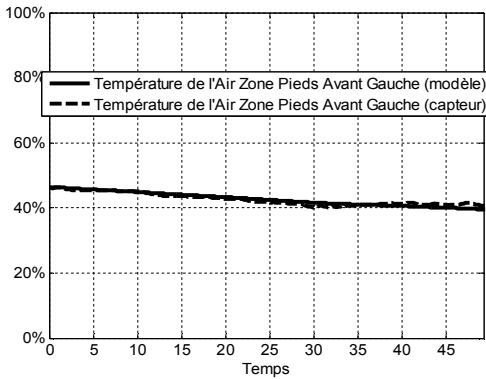
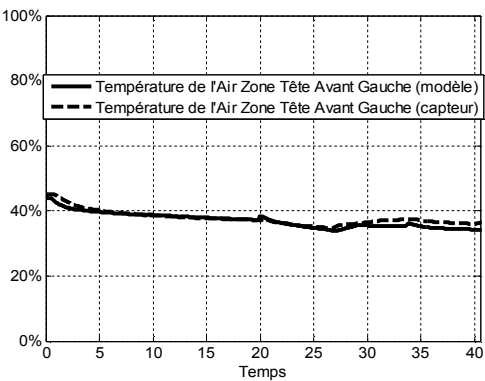
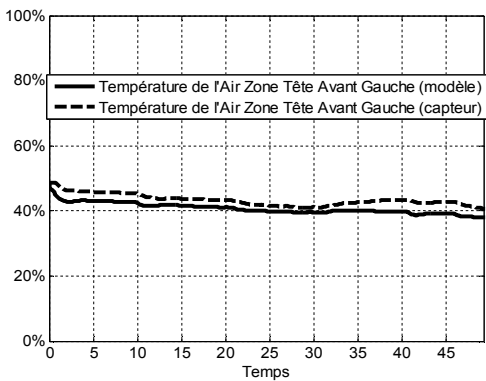
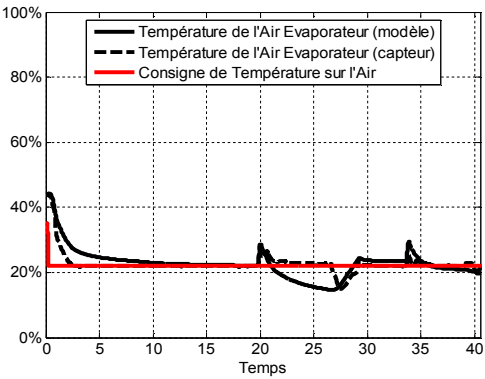
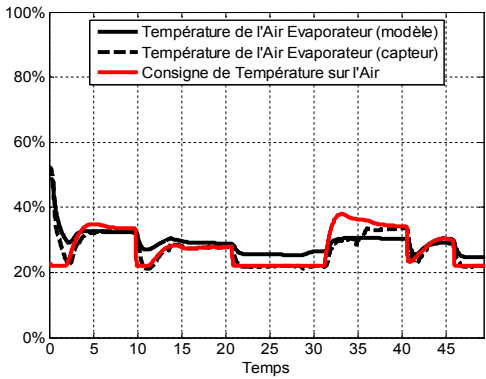
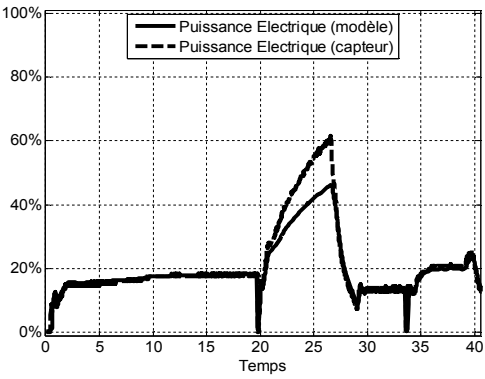
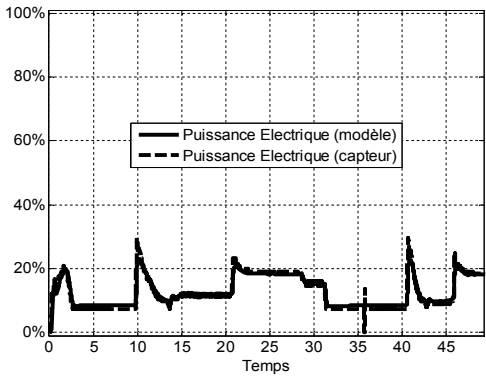


Figure 3.27. Entrées pour le modèle complet pour deux cas en mode climatisation





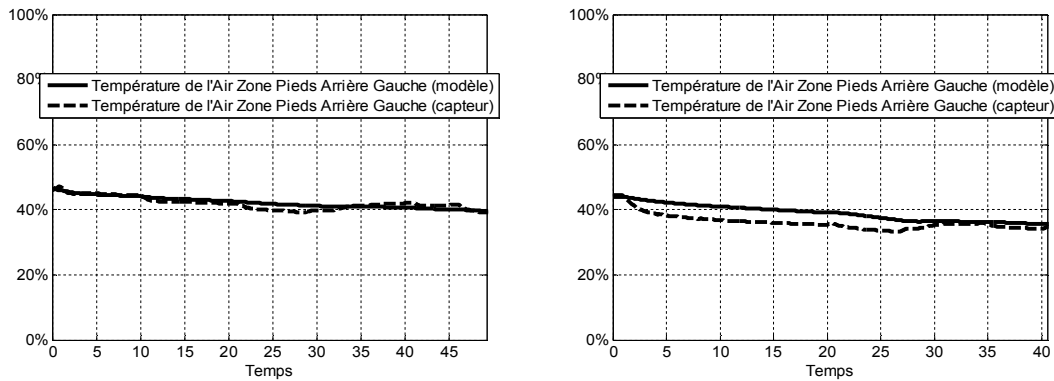


Figure 3.28. Sorties pour le modèle complet pour deux cas en mode climatisation

D'après les figures 3.24-3.28, nous pouvons constater que le modèle est assez représentatif des dynamiques principales pour les différents systèmes thermiques présentés. En effet, malgré des variations importantes dans les entrées de l'ensemble des systèmes, les résultats sont satisfaisants pour les besoins de la modélisation mentionnés précédemment.

Cependant, il est évident que les nombreuses hypothèses et simplifications apportées induisent certaines erreurs dans le modèle obtenu, surtout dans les ordres de grandeur. Ceci est une conséquence en particulière des éléments suivants :

- les paramètres identifiés ont été obtenus par plusieurs essais à des points de fonctionnement différents, et donc les valeurs obtenues représentent le meilleur compromis pour l'ensemble des cas ;
- certains paramètres simplifiés considérés comme constants ne le sont pas en réalité : c'est le cas des efficacités dans la méthode ϵ -NUT par exemple ;
- l'identification de certains paramètres, tels que les pertes de charge dans l'évaporateur, a été difficile car le capteur de pression entre le détendeur et l'évaporateur dans ce mode de fonctionnement n'était pas disponible ;
- certains paramètres ont montré de bons résultats lors de simulations organe par organe mais moins corrects lors de la simulation complète du système (conséquence des incertitudes numériques de la simulation) ;
- certaines dynamiques ne sont pas modélisées, comme par exemple, les transitoires induits par le détendeur lors de grandes variations. Toutefois cette simplification particulièrement justifiée dans notre cas d'étude car le détendeur sera maintenu à une ouverture fixe lors de la commande du compresseur.

De plus, il y a des considérations à prendre en compte sur les mesures :

- lorsque le système est éteint, certains capteurs sont sous-alimentés en tension, ce qui fait que leur mesure n'est plus correcte ;

- certains capteurs de température ont présenté des défauts qui nous ont fait rejeter leurs mesures ;
- enfin la disposition des capteurs a joué un rôle très important. Par exemple :
 - la disposition des capteurs de température de l'air, en amont ou en aval d'un échangeur, a fourni des résultats différents pour la dynamique et pour les ordres de grandeur (conséquence des diverses phases du réfrigérant) ;
 - les capteurs de température de l'habitable, placés face aux aérateurs, ont donné des mesures différentes lorsque l'air ne soufflait pas directement sur eux.

De plus, nous avons constaté avec les différents essais, que la ressemblance entre les mesures et le modèle est d'autant meilleure lorsque la température extérieure est proche d'une valeur de 20% de notre échelle normalisée pour le cas chauffage, et proche du 50% pour le cas climatisation. Au fur et à mesure que nous nous écartons de ces valeurs (pour un écart de $\pm 10\%$ autour de ces valeurs, certaines des hypothèses proposées ne sont plus valides (par exemple, celle liée à la condensation complète du réfrigérant), ce qui entraîne des erreurs de modélisation.

3.2.2 DÉFINITION D'UN PLAN D'ESSAIS POUR D'AUTRES SYSTÈMES SIMILAIRES

Les hypothèses émises pour simplifier les modèles ont permis d'obtenir des résultats satisfaisants avec des simulations très rapides, (surtout pour les grandeurs qui nous intéressent). D'ailleurs, ces modèles ont été développés pour être réutilisables dans d'autres systèmes similaires.

Ainsi, pour permettre l'identification et la validation sur d'autres systèmes similaires, il est nécessaire :

- d'avoir au minimum les capteurs indiqués auparavant ;
- de définir une campagne d'essais :
 - permettant de couvrir les points de fonctionnement voulus ;
 - avec une phase de mise en action pour les entrées à commander (principalement, le régime compresseur) et des phases de mise en action thermique (c'est-à-dire, en appliquant différentes variations des débits d'air, et de la consigne de température, une fois que le système a été stabilisé) ;
 - avec plusieurs échelons appliqués sur les entrées et perturbations principales du système (dans notre cas : régime compresseur, ouverture détendeur, débits et températures de l'air dans les échangeurs) en phase de stabilité thermique

- d'effectuer une première identification de chaque sous-modèle en considérant le nombre minimum de paramètres à identifier ;
- d'utiliser les valeurs obtenues pour relancer l'identification des paramètres en simulant la totalité du modèle ;
- de valider en utilisant d'autres essais dans le même domaine de fonctionnement.

4 CONCLUSION DU CHAPITRE

Dans ce chapitre nous avons présenté les modèles, orientés commande, développés et identifiés pour une Pompe à Chaleur Réversible, des thermistances, l'HVAC et les évolutions thermodynamiques dans l'habitacle d'une voiture.

L'ensemble des modèles présentés a été identifié et validé à partir des essais existants. Il est représentatif des dynamiques principales du système (haute et basse pression, température de l'air dans les échangeurs, températures de l'habitacle) et les ordres de grandeur restent cohérents pour les points de fonctionnement nominaux.

Les modèles présentés répondent aux besoins de modélisation indiqués au début du chapitre. Ainsi, en s'inspirant de l'état de l'art présenté dans le chapitre II, une approche de paramètres localisés avec des dynamiques du premier ordre a été utilisée pour modéliser les différents composants de la pompe à chaleur. Puis, les modèles d'HVAC et l'habitacle ont été développés à partir du principe de nœuds, pour déterminer le bilan thermique et massique dans plusieurs volumes d'air (volumes de contrôle).

Ces modèles ont été implantés au sein d'une plateforme MIL dans l'environnement Matlab-Simulink® pour permettre de valider les lois de commande qui seront développées ultérieurement en plusieurs points de fonctionnement du système, permettant ainsi d'effectuer une validation plus rapide et moins coûteuse que des essais sur véhicule.

Chapitre IV. Commande d’une Pompe à Chaleur

1 INTRODUCTION

Dans le dernier chapitre, nous avons présenté un modèle permettant de simuler le comportement dynamique d’une pompe à chaleur. Ce modèle a été développé dans une plateforme MIL⁷² de manière à pouvoir simuler lois de commande et stratégies de supervision. Comme la simulation autorise une réalisation beaucoup plus rapide que des essais en grandeur réelle sur véhicule, ce modèle permet d’évaluer de nombreux scénarios à un coût réduit.

Mais cela n’est pas la seule raison du développement d’un modèle de pompe à chaleur. Les modèles permettent de représenter la réalité d’une façon mathématique, ce qui est indispensable pour la synthèse des lois de commande et l’analyse de leurs performances ou encore l’optimisation d’un critère.

Comme nous l’avons vu au chapitre II, la modélisation (orientée commande) des systèmes à compression de vapeur est usuellement très dépendante des composants. Toutefois, les technologies utilisées et même les fluides réfrigérants sont souvent modifiés de façon à obtenir des systèmes plus performants. Ces changements concernent également les actionneurs.

Ainsi, les systèmes de PAC / climatisation plus récents ont des degrés de liberté additionnels devant être pris en compte par la commande. Le pilotage de ces organes (par exemple, le compresseur électrique, le détendeur électronique ou encore le groupe moto-ventilateur) permet d’amener le système dans des conditions de fonctionnement les plus performantes.

De plus, la commande permet de gérer certains modes de fonctionnement liés à des problématiques spécifiques. Par exemple :

- le mode dégivrage : le givrage des échangeurs peut réduire fortement leur efficacité ; ainsi, une solution souvent utilisée nécessite l’inversion du sens de l’écoulement du fluide réfrigérant de façon à réchauffer l’échangeur givré.
- le mode désembuage du pare-brise habitacle : celui-ci se fait soit en augmentant la température de rosée, soit en asséchant l’air ; diverses stratégies sont envisageables, comme par exemple produire du froid et du chaud simultanément⁷³.

⁷² « Model in-the-Loop ».

⁷³ L’air est refroidi avec un évaporateur pour l’assécher, puis il est réchauffé à nouveau avec le condenseur (dans ce cas, les deux échangeurs de chaleur sont du côté de l’habitacle).

- un mode anti-pompage : pour éviter l'inversion du sens d'écoulement du fluide réfrigérant, due aux effets de la gravité, lorsque le système est à l'arrêt (McLin, 2012), par exemple en maintenant un débit minimal.

Les lois de commande étudiées dans la littérature visent surtout à suivre une consigne de température, considérant éventuellement d'autres grandeurs telles que la surchauffe. Néanmoins, elles ne proposent pas de solutions réelles permettant de prendre en compte les contraintes physiques du procédé, problématique connue de ce type de systèmes. En effet, la variété de technologies nécessite d'imposer certaines limites (différentes selon les organes) pour éviter d'atteindre des points de fonctionnement non souhaités (ou bien impossibles à atteindre).

Par exemple, comme n'importe quel autre système, nous retrouvons toujours des limites de saturation physiques dans les actionneurs. En plus, il y a des limites de sécurité (en température, pression, consommation électrique) imposées par le dimensionnement physique des différents organes. Il convient également de prendre en compte le point critique du réfrigérant pour assurer un comportement sous-critique du système (les organes ont été dimensionnés pour travailler dans ce cas de fonctionnement).

Dans les systèmes à compression de vapeur, très souvent les contraintes d'état ne sont pas prises en compte par la loi de commande mais par des règles de sécurité dans une couche de supervision. Ainsi, par exemple, la grandeur de commande des actionneurs (par exemple, le régime du compresseur, l'ouverture du détendeur, la vitesse des ventilateurs) peut être gelée une fois qu'une contrainte est atteinte. Si nous avons par exemple un effet intégral dans la loi de commande, celle-ci pourra diverger, ce qui peut devenir problématique lorsque la valeur limite de la contrainte n'est plus dépassée.

Plusieurs techniques existent pour prendre en compte les contraintes d'un système, directement intégrées dans la loi de commande. Parmi elles, les plus répandues (Bak, 2000) sont le dispositif anti-windup (utilisé généralement pour les contraintes de type saturation dues aux actionneurs) et la commande prédictive (MPC).

Les méthodes avec anti-windup permettent de prévenir l'instabilité de certains systèmes lorsqu'une action intégrale présente dans le correcteur peut conduire à l'emballement de la commande en cas de saturation de l'actionneur. Leur succès se trouve dans leur simplicité de mise en œuvre et peut ainsi être facilement associé à plusieurs types de régulateurs. De plus, la puissance de calcul nécessaire à leur mise en œuvre est généralement faible et n'augmente pas nécessairement la taille du correcteur.

En contrepartie, la commande prédictive nécessite usuellement une puissance de calcul plus importante même si elle reste simple à mettre en œuvre. En dépit de cela, le point fort de cette technique est qu'elle permet de commander (de façon

optimale par rapport à un critère, souvent quadratique à horizon fuyant, dépendant de l’état, de la commande et d’un coût terminal) de nombreux types de systèmes, en particulier des systèmes multivariables, même en présence de contraintes.

Par la suite, nous présentons une structure de commande pour les systèmes à compression de vapeur, inspirée des stratégies avec anti-windup. Pour cela, le modèle et différents scénarios utilisés sont présentés. Le cahier de charges est indiqué en incluant les contraintes et les capteurs disponibles. Nous montrons que cette structure peut être utilisée pour la synthèse d’une loi de commande simple (régulateur PI) et issue d’une méthode plus avancée (régulateur H_∞).

L’utilisation d’un régulateur plus avancé vient du fait que, même si la commande de systèmes avec des régulateurs PI/PIDs est la plus répandue, elle n’est pas pour autant la plus performante. En effet, d’autres méthodes de commande permettent d’obtenir des performances plus intéressantes. Par exemple, la méthode H_∞ , permet d’imposer un comportement asymptotique pour différentes fonctions de transfert du système (par exemple, le transfert perturbations vers la commande ou consigne vers la sortie), tout en garantissant la stabilité de la boucle fermée.

L’embarquabilité du correcteur H_∞ est discutée dans ce chapitre, en présentant une solution réalisable de façon satisfaisante dans un contexte industriel. Enfin, nous présentons des techniques s’inscrivant dans le cadre du pilotage du GMV situé en face-avant du véhicule.

2 MODÉLISATION POUR LA COMMANDE

Le modèle du chapitre III permet d’étudier le comportement dynamique de la pompe à chaleur. Ce modèle, même s’il reste assez simple par rapport aux modèles thermiques, peut être encore simplifié pour le rendre facilement exploitable dans l’optique de la synthèse de la commande. En effet, d’une manière classique, il est toujours utile d’avoir recours à différents types de modèles dynamiques : simple pour la synthèse de la loi de commande, plus fin pour l’analyse et la validation des lois de commande.

Pour cela, nous avons linéarisé les équations du chapitre précédent autour de certains points de fonctionnement nominaux (précisés dans la section suivante). Ces modèles ont été validés dans la plateforme MIL en excitant les procédés par des variations en échelon des grandeurs de commande (le système étant stabilisé autour de tels points de fonctionnement).

Tous les développements présentés par la suite se focalisent sur la commande du système en mode « chauffage », mais dont la structure reste encore valide pour le mode « climatisation », pouvant donc se généraliser très facilement.

2.1 DÉFINITION DES SCÉNARIOS POUR LA COMMANDE

Les trois points de fonctionnement choisis pour la linéarisation du modèle sont indiqués dans le Tableau 4.1. Ces cas ont été choisis car ils sont représentatifs des points de fonctionnement classiques du procédé.

Point de fonctionnement	I	II	III
<i>Température de l'air entrant à l'aérotherme</i>	15%	20%	25%
<i>Débit massique de l'air entrant à l'aérotherme</i>	73% puis 38%	73% puis 34,5%	73% puis 31%
<i>Recyclage d'air</i>		0%	
<i>Mixage d'air</i>		100%	
<i>Débit massique de l'air entrant à l'évaporateur</i>		43%	
<i>Consigne de température de l'eau</i>		70%	
<i>Ouverture du détendeur</i>		37,5%	

Tableau 4.1. Points de fonctionnement choisis pour la linéarisation

2.2 LINÉARISATION DU MODÈLE COMPLÈT DE LA PAC

Comme il est représenté par le schéma de la Figure 3.16, le modèle de Pompe à Chaleur peut être défini en utilisant 6 dynamiques du premier ordre. Pour le problème de commande posé par la suite, la consigne de température est donnée par la température de l'eau et non par la température de l'air. La température de l'air (sortant de l'aérotherme) ne fait pas intervenir de couplages avec le reste du système, et donc nous ne nous intéressons pas à sa dynamique pour ce modèle. Ainsi, la pompe à chaleur peut être modélisée par les 5 états suivants (débit du réfrigérant, pression et température du réfrigérant en sortie du compresseur,

température de l’eau en entrée de l’aérotherme et pression du réfrigérant en sortie du détendeur) :

$$\mathbf{x}_1 : \dot{m}_{ref}$$

$$\mathbf{x}_2 : P_{ref,comp,sort}$$

$$\mathbf{x}_3 : T_{ref,comp,sort}$$

$$\mathbf{x}_4 : T_{eau,aero,ent}$$

$$\mathbf{x}_5 : P_{ref,det,sort}$$

et les entrées/perturbations du système⁷⁴ sont le régime du compresseur, le débit d’air dans le condenseur et l’évaporateur, ainsi que la température de l’air en entrée du condenseur et de l’évaporateur :

$$\mathbf{u}_1 : \omega$$

$$\mathbf{d}_1 : \dot{m}_{air,cond}$$

$$\mathbf{d}_2 : \dot{m}_{air,evap}$$

$$\mathbf{d}_3 : T_{air,cond,ent}$$

$$\mathbf{d}_4 : T_{air,evap,ent}$$

A l’aide du modèle développé au chapitre précédent, le système a été simulé en boucle fermée en incluant un régulateur PI réglé de façon à fournir un comportement satisfaisant du système bouclé, et permettant d’obtenir les valeurs (en régime permanent) des variables internes à la boucle réfrigérante.

La linéarisation du modèle a été faite autour des points de fonctionnement présentés Tableau 4.1 en utilisant des développements limités au premier ordre pour les équations détaillées dans le deuxième chapitre. Les différentes cartographies ont été remplacées par des équations linéaires les approchant autour des points de fonctionnement considérés (en évitant les erreurs relatives supérieures à 5%). Les courbes des Figures 4.1 schématisent deux exemples de telles approximations.

⁷⁴ Nous considérons que le débit massique de l’eau dans le circuit eau-glycol, ainsi que l’ouverture du détendeur, resteront constants.

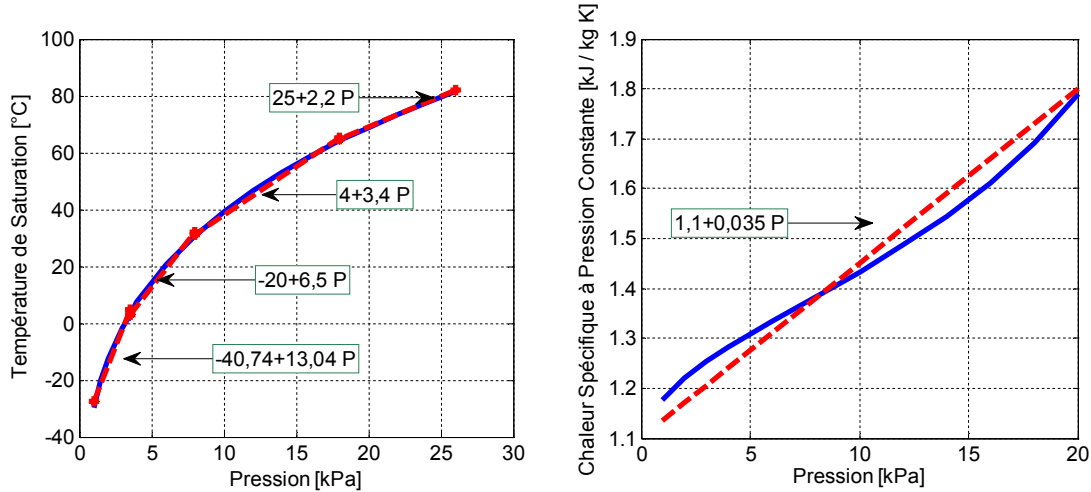


Figure 4.1. Exemples des approximations utilisées pour les cartographies.

A gauche : Température de Saturation du Réfrigérant par rapport à la pression

A droite : Chaleur Spécifique du Réfrigérant (liquide saturé) par rapport à la pression

Ainsi, nous obtenons un jeu d'équations différentielles ordinaires (présentées en annexe B). Cela nous permet d'écrire le modèle sous un formalisme de représentation d'état linéaire⁷⁵ :

$$\dot{\mathbf{x}}(t) = \mathbf{A} \cdot \mathbf{x}(t) + \mathbf{B}_u \cdot \mathbf{u}(t) + \mathbf{B}_d \cdot \mathbf{d}(t) \quad (4.1)$$

$$\mathbf{y}(t) = \mathbf{C} \cdot \mathbf{x}(t) + \mathbf{D}_u \cdot \mathbf{u}(t) + \mathbf{D}_d \cdot \mathbf{d}(t) \quad (4.2)$$

La sortie qui nous intéresse est la température de l'eau en entrée de l'aérotherme car c'est la grandeur à réguler et qui définit en conséquence la consigne (pour plus de détail, la Figure 4.3 schématise le système bouclé). Nous verrons par la suite que d'autres sorties peuvent s'avérer importantes à prendre en compte par la loi de commande. Ainsi, la température de l'eau, complétée par d'autres grandeurs internes soumises à des contraintes, permettra de définir un vecteur étendu qui sera utilisé dans la suite pour le besoin de la synthèse des lois de commande.

Il convient à ce stade de vérifier les propriétés usuelles de commandabilité et d'observabilité de notre système en considérant la modélisation précédente (Kalman, 1960). Pour le système LTI décrit par 4.1-4.2, où $\mathbf{A} \in \mathbb{R}^{n \times n}$, $\mathbf{B}_u \in \mathbb{R}^{n \times m}$ et $\mathbf{C} \in \mathbb{R}^{p \times n}$, ces conditions correspondent à vérifier que les matrices suivantes soient de rang plein.

$$\mathcal{C} = [\mathbf{B} \quad \mathbf{A} \cdot \mathbf{B} \quad \dots \quad \mathbf{A}^{n-1} \cdot \mathbf{B}] \quad (4.3)$$

⁷⁵ Linéaire et invariant dans le temps.

$$\mathcal{O} = \begin{bmatrix} \mathbf{C} \\ \mathbf{C} \cdot \mathbf{A} \\ \vdots \\ \mathbf{C} \cdot \mathbf{A}^{n-1} \end{bmatrix} \quad (4.4)$$

Avec les paramètres utilisés dans notre système, ces conditions ont été vérifiées (numériquement) pour le modèle linéarisé de la pompe à chaleur.

La validation du modèle linéaire est faite à l'aide du modèle non-linéaire présenté au chapitre précédent recalé par rapport à des essais expérimentaux. Pour cela, le système simulé a été stabilisé autour des points de fonctionnement indiqués précédemment. Enfin, des échelons sur le régime compresseur ont été réalisés et les résultats en boucle ouverte des deux modèles ont été comparés (Figure 4.2).

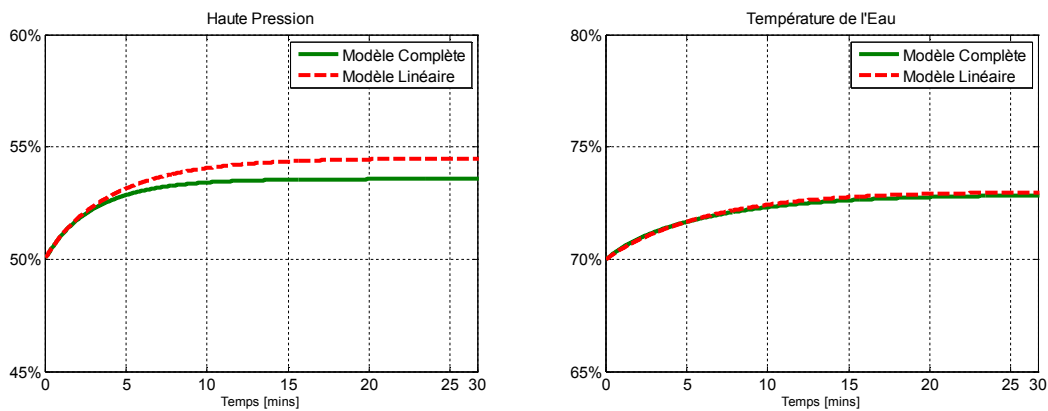


Figure 4.2. Comparaison du modèle linéaire et du modèle complète (haute pression à gauche, température de l'eau à droite) autour du deuxième point de fonctionnement. Même si une erreur existe dans l'haute pression, elle n'est pas assez significative et sa dynamique reste correcte.

3 SYNTHÈSE DE LA LOI DE COMMANDE : CAHIER DE CHARGES

Le cahier de charges pour la pompe à chaleur est divisé en deux types de spécifications : les performances que la commande doit assurer dans le cas nominal, et les contraintes que la commande doit respecter. Ainsi, pour le cas nominal, nous nous intéressons à une commande qui garantisse :

- un temps d'établissement de la température de l'eau entrant au condenseur à 5% d'environ 15 min ;
- un dépassement en réponse indicielle (de cette même grandeur) inférieur à 5%.

Pour ce qui concerne les contraintes à satisfaire, celles-ci peuvent être classifiées par rapport à leurs fonctionnalités :

- contraintes liées aux limites de fonctionnement minimale et maximale du compresseur électrique ;
- contrainte introduisant une limitation supérieure du taux de compression (pression maximale/pression minimale) pour garantir un fonctionnement optimal de la pompe à chaleur ;
- contrainte de confort, pour éviter les nuisances sonores et les vibrations (dérivée du régime) ;
- contraintes sécuritaires, avec des limites de température et de pression imposées par les constructeurs de chaque organe ;
- contraintes garantissant un fonctionnement sous-critique du réfrigérant (température et pression) ;

D’un point de vue système, il convient de simplifier les contraintes qui sont redondantes. Pour cela, nous pouvons prendre en compte les points de pression minimale et maximale du réfrigérant (en entrée et sortie du compresseur par exemple) et éviter le dépassement des contraintes les plus restrictives. De plus, des liens entre pression et température peuvent être établies pour les valeurs de saturation du réfrigérant, ce qui permet de réduire le nombre de contraintes à prendre en compte aux suivantes :

- saturation (minimale et maximale) du régime du compresseur et saturation maximale de sa dérivée ;
- limitations minimale et maximale de la pression du réfrigérant et limitation maximale du taux de compression.

Dans la suite, nous définissons les stratégies de commande utilisées pour piloter le régime du compresseur (Figure 4.3). Le débit d’air face-avant est considéré comme une perturbation car il est influencé par le GMV, qui y est localisé, et la vitesse du véhicule. Des stratégies possibles pour piloter ce dernier actionneur sont données à la section 5.

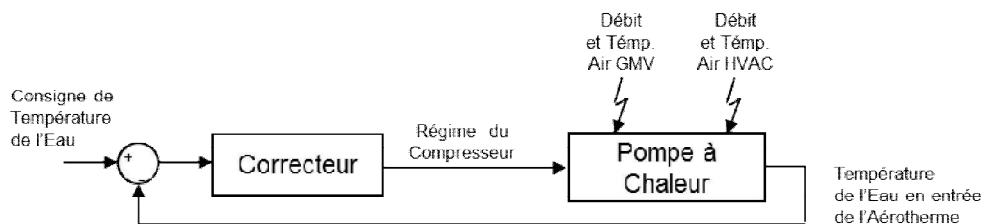


Figure 4.3. Schéma bloc représentant la commande de la Pompe à Chaleur

4 COMMANDE EN RÉGIME DU COMPRESSEUR

Deux méthodes de commande ont été proposées et évaluées pour la commande du compresseur :

- Régulateur PI (Proportionnel Intégral) – Ce sont les régulateurs les plus utilisés pour la commande de ces systèmes. Assez souvent, les paramètres du régulateur varient en fonction du point de fonctionnement du système (conditions extérieures) en raison de la non linéarité de ce système ;
- Régulateur H_∞ – Il s’agit d’une technique de commande qui permet de garantir la stabilité⁷⁶ en boucle fermée d’un système tout en assurant un certain degré de robustesse par la prise en compte, dans la phase de synthèse, de plusieurs fonctions de transfert du système bouclé⁷⁷.

L’objectif de la commande est de satisfaire les spécifications liées au temps d’établissement et au dépassement dans le cas nominal, toutefois le respect des contraintes doit rester prioritaire. Pour cela, une structure de commande est proposée en incorporant les lois de commande développées.

4.1 RÉGLAGE D’UN RÉGULATEUR PI

D’après le diagramme de Bode (Figure 4.4) du modèle (fonction de transfert entre le régime du compresseur et la température de l’eau en entrée de l’aérotherme), nous pouvons observer que le système présente (avant correction) des marges de stabilité élevées et une réponse fréquentielle similaire pour les trois points de fonctionnement.

Ainsi, même en présence d’un régulateur PI (équation 4.5), les marges de stabilité restent élevées (marge de gain infinie et marge de phase supérieure à 80°) garantissant le respect du dépassement imposé. Comme nous pouvons l’apprécier sur le diagramme (Figure 4.4), la bande passante en boucle ouverte se situe entre $\{1 \text{ et } 2\} \times 10^{-2}$ rad/s, ce qui suffit pour satisfaire la spécification sur le temps de réponse souhaité dans le système.

⁷⁶ Sur le modèle nominal.

⁷⁷ Par exemple entre la consigne, la perturbation et le bruit de mesure vers la commande ou l’erreur à minimiser pour le suivi d’une consigne.

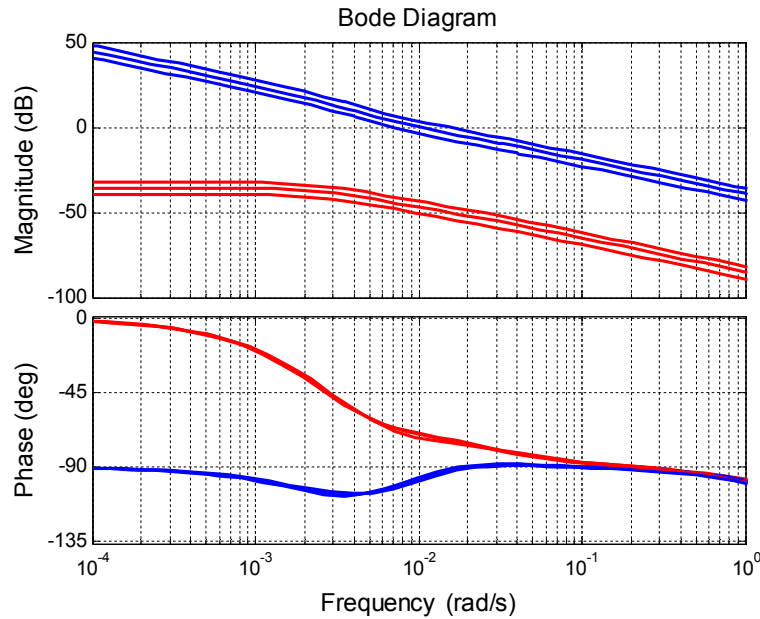


Figure 4.4. Diagramme de Bode pour les 3 points de fonctionnement indiqués préalablement : Système sans correcteur (tracés rouges) et avec correcteur (tracés bleus)

Ce régulateur est décrit par la fonction transfert suivant :

$$u(p) = K_p \cdot \left(1 + \frac{1}{K_i \cdot p}\right) \cdot e(p) \quad (4.5)$$

où u représente la commande, e l'erreur et p la variable de Laplace. Les paramètres⁷⁸ K_p et K_i ont été choisis comme indiqué précédemment pour respecter le cahier des charges du système, c'est-à-dire le temps d'établissement et le dépassement.

4.2 STRUCTURE POUR LA PRISE EN COMPTE DE CONTRAINTES

Le régulateur PI tel que celui décrit précédemment ne permet pas de tenir compte des contraintes. Ainsi, nous proposons la structure présentée Figure 4.5 en vue de prendre en compte les contraintes d'état.

⁷⁸ Ces paramètres restent néanmoins confidentiels.

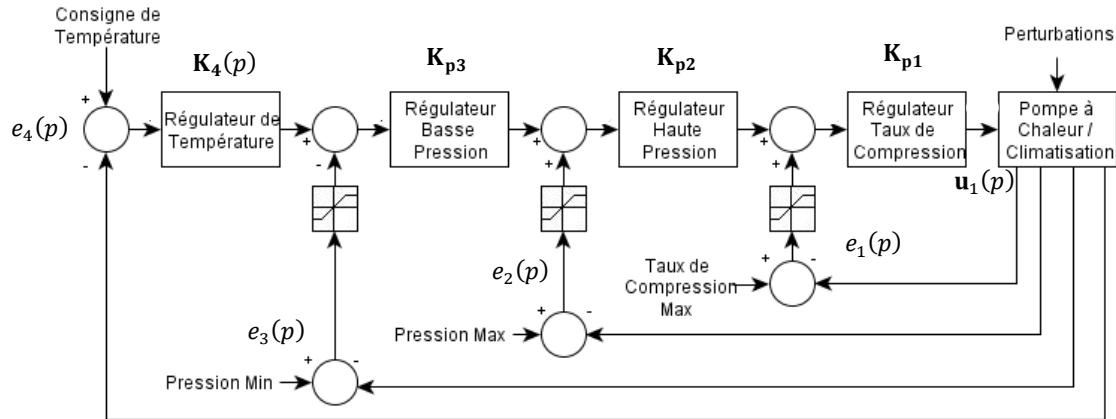


Figure 4.5. Structure du régulateur permettant la prise en compte de contraintes

Cette structure est composée de plusieurs boucles. La boucle portant sur la température d'eau correspond à la régulation principale qui reste toujours active (régulateur $K_4(p)$). En revanche, de par la présence de saturations, les autres boucles peuvent être, ou non, actives. Pour cela, les saturations sont choisies de la façon suivante :

- Saturation à 0 lorsqu'il y a une erreur positive entre une limite supérieure et la variable correspondante (cas de la haute pression et du taux de compression) ;
- Saturation à 0 lorsqu'il y a une erreur négative entre une limite inférieure et la variable correspondante (cas de la basse pression).

En utilisant cette structure, les régulateurs secondaires (proportionnels dans un premier temps) n'interviennent que s'il existe une activation d'une ou plusieurs contraintes. Ils permettent de réduire le régime compresseur de façon à satisfaire les contraintes (action corrective et non préventive).

4.2.1 RÉGULATEUR PI MODIFIÉ

La structure présentée peut être utilisée, par exemple, avec un régulateur PI comme le régulateur de température ($K_4(p)$). Il correspond au régulateur PI déterminé avec les spécifications du cahier des charges, et qui détermine la valeur du régime du compresseur.

Lorsqu’au moins une des limitations est atteinte, la structure du correcteur va modifier le régime calculé par le régulateur PI principal (en diminuant son influence même si cela affecte en régime transitoire la régulation de la température de l’eau).

Ainsi, nous pouvons écrire l’équation donnant la commande sous la forme⁷⁹ :

$$u_1(p) = K_{p1} \cdot \left(e_1(p) + K_{p2} \cdot \left(e_2(p) + K_{p3} \cdot \left(e_3(p) + K_4(p) \cdot e_4(p) \right) \right) \right) \quad (4.6)$$

Les autres régulateurs peuvent être choisis sous la forme de gains proportionnels : la seule condition imposée est de leur donner des valeurs élevées (cela permettra d’agir plus rapidement sur le respect de la contrainte) mais qui assurent des marges de stabilité acceptables lorsque la boucle associée est active (par exemple, une marge de phase supérieure à 45°).

Le calcul des différents gains K_{pi} peut être réalisé en supposant que la boucle i associée est active. Ainsi, ces gains sont déterminés de façon indépendante en prenant comme critère la marge de stabilité de chaque boucle. Ainsi, nous pouvons paramétrer les gains de la façon suivante :

$$K_{p2} = \frac{K_{p2}^*}{K_{p1}} \quad (4.7)$$

$$K_{p3} = \frac{K_{p3}^*}{K_{p2}^*} \quad (4.8)$$

$$K_4(p) = \frac{K_4^*(p)}{K_{p3}^*} \quad (4.9)$$

Cela nous permettra de réécrire 4.6 de la façon suivante :

$$u_1(p) = K_{p1} \cdot e_1(p) + K_{p2}^* \cdot e_2(p) + K_{p3}^* \cdot e_3(p) + K_4^*(p) \cdot e_4(p) \quad (4.10)$$

de sorte que nous pouvons déterminer, comme précisé précédemment, les paramètres K_{p1} , K_{p2}^* , K_{p3}^* et $K_4^*(p)$ de manière indépendante pour chaque boucle. Par exemple, il est préférable de choisir les gains avec la valeur la plus élevée possible qui conserve la stabilité de chaque boucle. La Figure 4.6 montre les diagrammes de Black-Nichols pour chaque boucle prise indépendamment. Pour raisons de confidentialité, les valeurs des paramètres ne sont pas indiquées.

⁷⁹ Les variables en gras permettent de faire la différence avec d’autres variables utilisés lors de la modélisation.

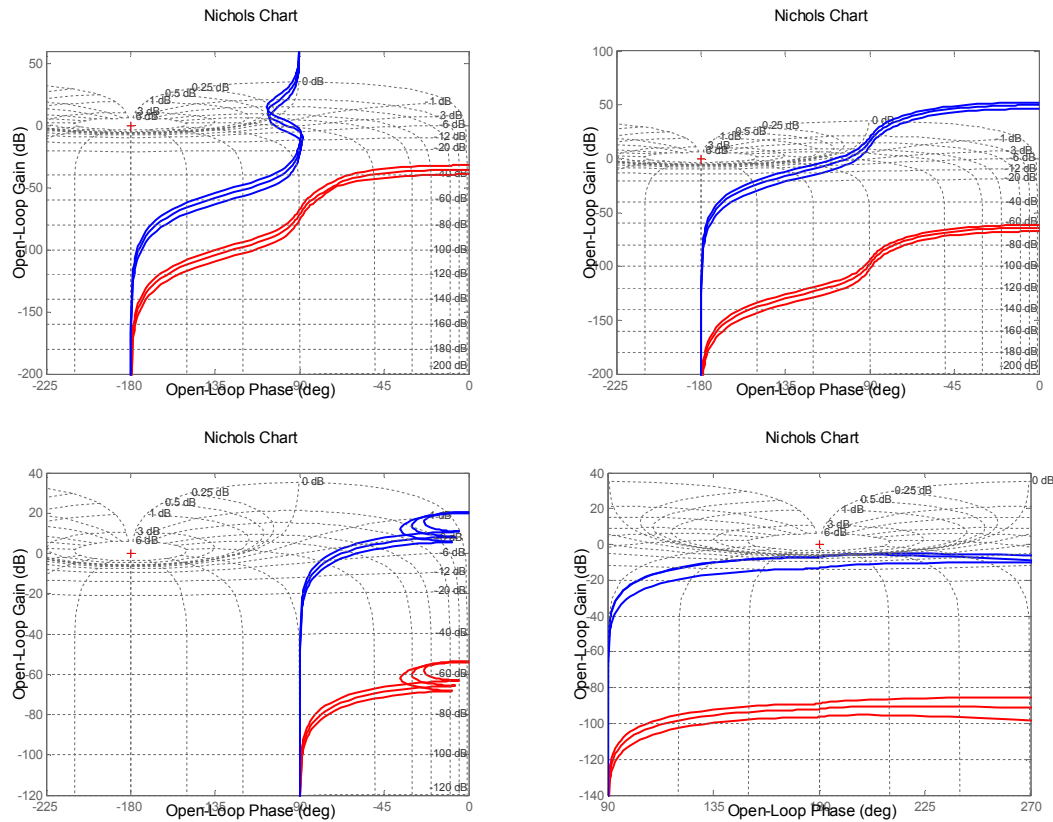


Figure 4.6. Diagrammes de Black-Nichols pour la température de l'eau (haut-gauche), la haute pression (haut-droite), le taux de compression (bas-gauche), la basse pression (bas-droite) ; avant correction en rouge, après correction en bleu.

La Figure 4.7 montre la réponse du système bouclé (pour le modèle linéaire et pour le point de fonctionnement avec la température la plus élevée mais avec le débit fixé à 31% du débit max) à un échelon pour un régulateur PI (sans gestion de contraintes) et lorsque l'on introduit la structure de prise en compte des contraintes proposée. Lorsque l'état du système dépasse la limitation liée à la haute pression (à droite), la structure diminue le régime compresseur issu du régulateur PI. Cela a comme conséquence que le suivi de la consigne de température d'eau (à gauche) est pénalisé. Cependant, une fois que la limitation de la haute pression n'est plus atteinte, le régulateur PI assure à nouveau le suivi de la consigne.

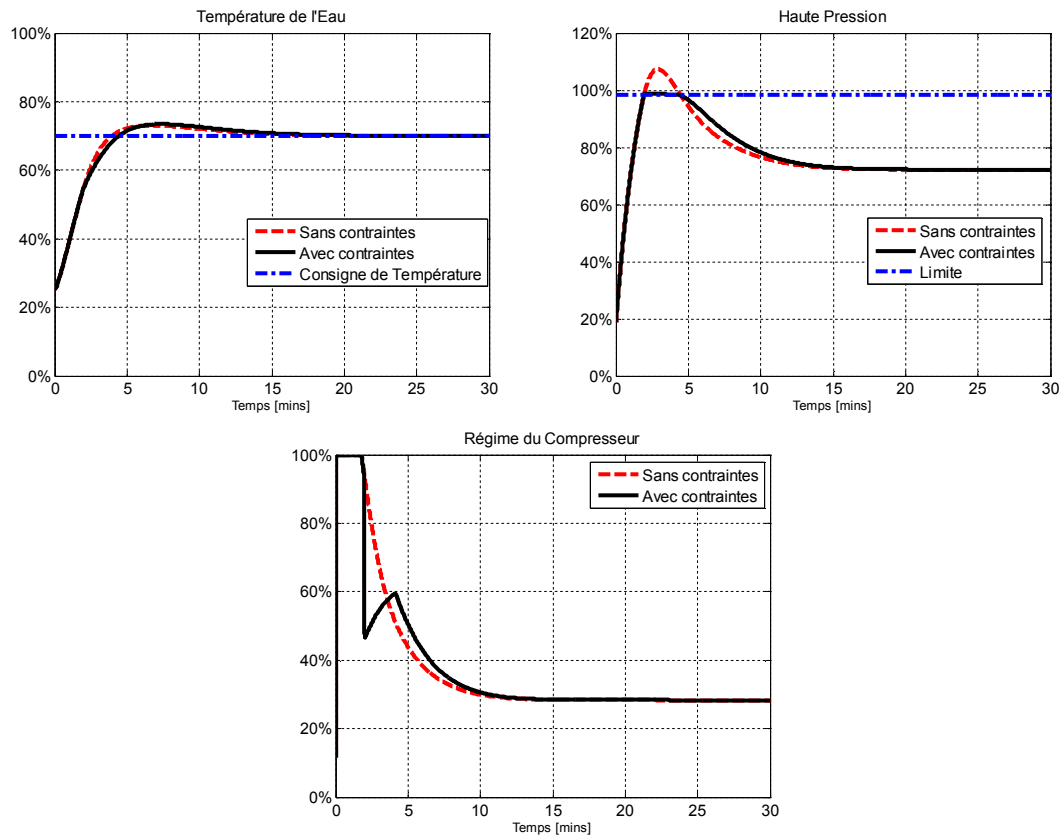


Figure 4.7. Comparaison de la réponse du système sans (rouge) et avec (noir) la prise en compte de contraintes. Le trait bleu indique la consigne de température (figure de gauche en haut) ou la limitation de la haute pression (figure de droite en haut). Le régime du compresseur est également indiqué (en bas).

Cette première initiative de structure permet de gérer les contraintes sur l'état du système. Cet essai a été réalisé pour l'un des points de fonctionnement décrits précédemment (celui dont la température extérieure est à 25% de notre échelle). La figure 4.7 montre qu'une priorité est donnée au respect de la limite portant sur la haute pression (ce qui arrive de la 2^{ème} à la 5^{ème} minute) en ayant une influence sur le suivi de la consigne de la température de l'eau (effet visible sur sa dynamique). Cependant, une fois que la limite sur la haute pression n'est plus dépassée, le suivi de la consigne de la température de l'eau est assuré,

Cependant, même si un correcteur proportionnel peut être suffisant pour une certaine variable (par exemple, la haute pression), il ne l'est pas nécessairement pour les autres (par exemple, le taux de compression). La Figure 4.8 montre la réponse à l'échelon (en boucle fermée) pour chaque boucle (par exemple, le modèle linéaire de la pompe à chaleur ayant comme sortie la haute pression, et le correcteur proportionnel associé). D'après les courbes en bleu, nous constatons que les

réponses de la basse pression et du taux de compression présentent une erreur statique assez importante.

Dès lors, nous pouvons également élaborer une structure (Figure 4.10) légèrement différente de celle de la Figure 4.5 pour permettre de diminuer l'effet de l'action intégrale en présence de dépassements des contraintes (et ainsi éviter sa divergence). La Figure 4.8 montre en vert (pour un seul point de fonctionnement) que l'erreur statique est diminuée dans tous les cas. En revanche, la boucle portant sur la basse pression répond avec une dynamique lente (mais avec un sous-dépassement moins fort et une marge de gain plus importante, voir Figure 4.9).

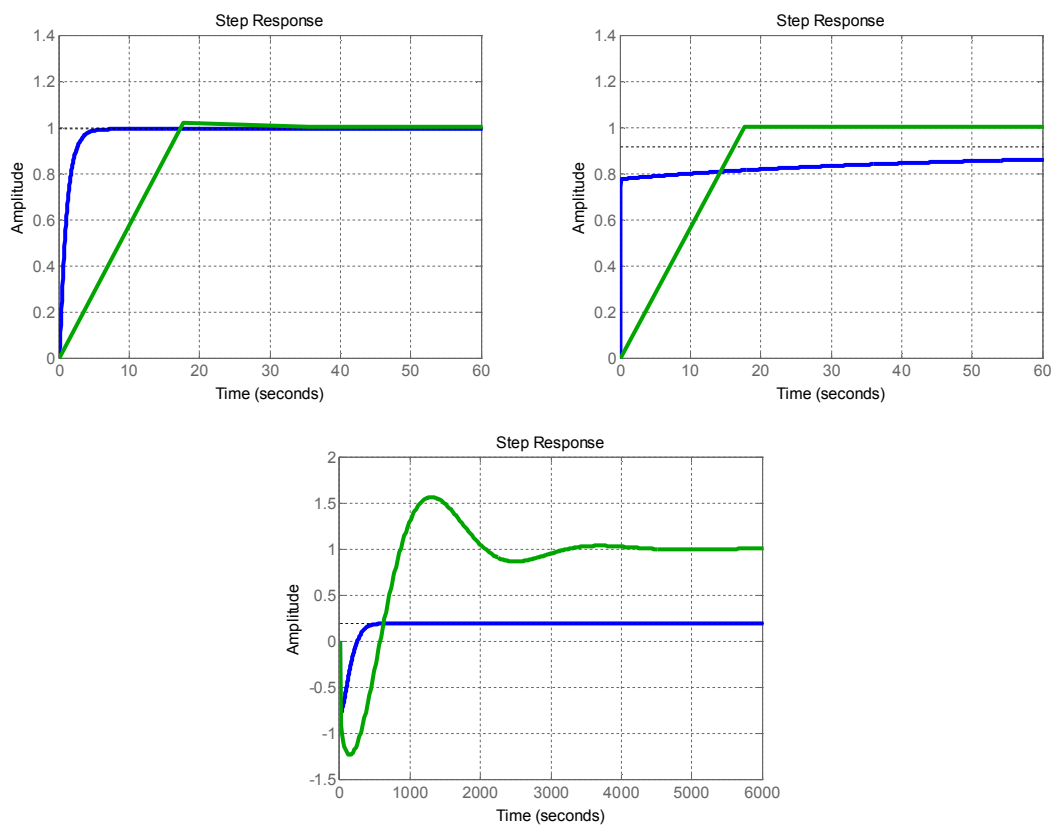


Figure 4.8. Réponse à l'échelon pour la haute pression (en haut à gauche), le taux de compression (en haut à droite) et la basse pression (en bas). En bleu, réponse de chaque boucle avec un gain proportionnel et en vert avec un PI, dont chacun a été réglé de façon à garder la stabilité de sa boucle de façon indépendante.

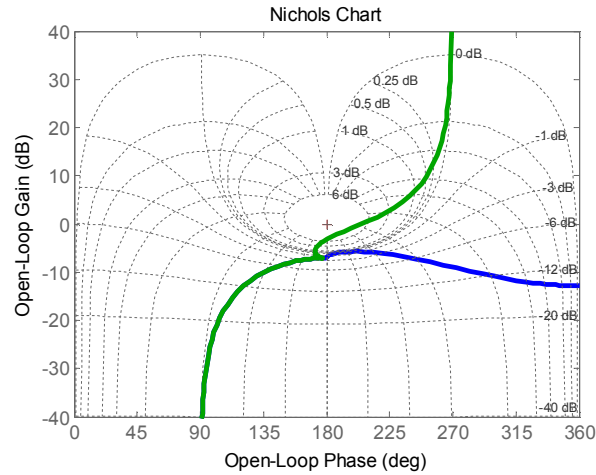


Figure 4.9. Diagramme de Black-Nichols pour la boucle basse pression.
En bleu, réponse avec un gain proportionnel et en vert avec un PI.

La nouvelle structure est donnée Figure 4.10. Dans cette structure, nous incluons un gain intégral différent pour chaque boucle $\left(\frac{1}{K_{i1}}, \frac{1}{K_{i2}}, \frac{1}{K_{i3}}\right)$. La prise en compte d'un terme intégral pour chaque boucle est mise en aval de l'intégrateur pour éviter d'augmenter la taille du correcteur, cette réalisation est similaire à celle mise en place dans le cadre des actions anti-windup.

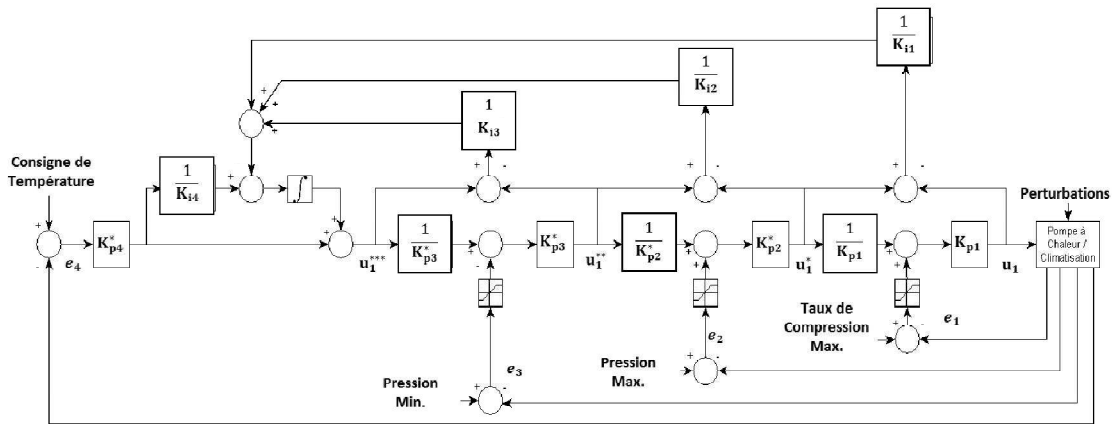


Figure 4.10. Structure incluant un effet du type « anti-windup »
lorsque l'on dépasse au moins l'une des contraintes

Nous pouvons alors formuler la commande u du système par les équations suivantes :

$$\mathbf{u}_1(p) = \mathbf{K}_{p1} \cdot e_1(p) + \mathbf{u}_1^*(p) \quad (4.11)$$

$$\mathbf{u}_1^*(p) = \mathbf{K}_{p2}^* \cdot e_2(p) + \mathbf{u}_1^{**}(p) \quad (4.12)$$

$$\mathbf{u}_1^{**}(p) = \mathbf{K}_{p3}^* \cdot e_3(p) + \mathbf{u}_1^{***}(p) \quad (4.13)$$

$$\begin{aligned} \mathbf{u}_1^{***}(p) = & \mathbf{K}_{p4}^* \cdot \left(\frac{1 + \mathbf{K}_{i4} \cdot p}{\mathbf{K}_{i4} \cdot p} \right) \cdot e_4(p) + \\ & - \left(\frac{1}{\mathbf{K}_{i3} \cdot p} \cdot (\mathbf{u}_1^{***}(p) - \mathbf{u}_1^{**}(p)) + \frac{1}{\mathbf{K}_{i2} \cdot p} \cdot (\mathbf{u}_1^{**}(p) - \mathbf{u}_1^*(p)) + \frac{1}{\mathbf{K}_{i1} \cdot p} \cdot (\mathbf{u}_1^*(p) - \mathbf{u}_1(p)) \right) \end{aligned} \quad (4.14)$$

qui regroupées conduisent à :

$$\begin{aligned} \mathbf{u}_1(p) = & \mathbf{K}_{p4}^* \cdot \frac{1 + \mathbf{K}_{i4} \cdot p}{\mathbf{K}_{i4} \cdot p} \cdot e_4(p) + \mathbf{K}_{p3}^* \cdot \frac{1 + \mathbf{K}_{i3} \cdot p}{\mathbf{K}_{i3} \cdot p} \cdot e_3(p) + \mathbf{K}_{p2}^* \cdot \frac{1 + \mathbf{K}_{i2} \cdot p}{\mathbf{K}_{i2} \cdot p} \cdot e_2(p) + \\ & + \mathbf{K}_{p1} \cdot \frac{1 + \mathbf{K}_{i1} \cdot p}{\mathbf{K}_{i1} \cdot p} \cdot e_1(p) \end{aligned} \quad (4.15)$$

Nous obtenons donc un régulateur PI pour chaque boucle dont les paramètres peuvent être sélectionnés de façon indépendante. Par ailleurs, le régulateur conserve le même ordre car il contient un seul intégrateur.

Des modifications complémentaires sont nécessaires pour prendre en compte toutes les contraintes indiquées dans le cahier de charges :

- pour la saturation de l’actionneur, une action « anti-windup » peut être mise en place ;
- la contrainte acoustique/vibratoire peut être prise en compte à l’aide d’un limiteur de la dérivée du régime⁸⁰.

La variation du régime également limitée en termes de son gradient, cette action peut se placer en série avec la saturation de l’actionneur comme l’indique la figure 4.11.

⁸⁰ Néanmoins, nous devons limiter uniquement la dérivée du régime lorsqu’elle augmente. Si nous limitons la décroissance, la structure de commande ne marchera pas comme prévu. En effet, la structure proposée cherche à réduire le régime du compresseur si une contrainte est dépassée. Sachant que la structure a un effet correctif et non prédictif, au moment du dépassement d’une contrainte la réduction du régime doit être très rapide. En limitant la décroissance, le système va prendre plus de temps pour arriver au point où la consigne n’est plus dépassée, ce qui peut être critique dans la pratique.

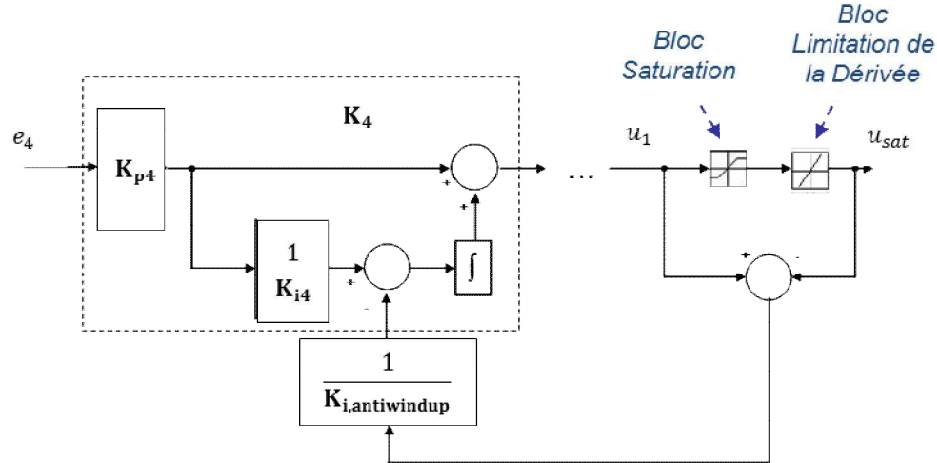


Figure 4.11. Modification de la structure pour considérer la saturation de l'actionneur et la contrainte acoustique-vibratoire. Le cadre en pointillé correspond au régulateur PI pour la température

Les résultats obtenus par la structure incorporant les boucles secondaires avec des PI (Figure 4.10), ainsi que l'effet de l'antiwindup pour la saturation dans le régime et dans sa dérivée (Figure 4.11) sont données Section 4.3.

Enfin, comme il a été indiqué auparavant, la performance des régulateurs PI peut être encore améliorée par des techniques plus avancées. Parmi elles, la synthèse H_∞ est depuis quelques années connue et utilisée pour différentes applications industrielles.

4.2.2 RÉGULATEUR H_∞

La synthèse H_∞ est une technique robuste garantissant la stabilité du système en boucle fermée sur le modèle nominal. Cette approche permet de déterminer un correcteur propre⁸¹ capable de minimiser la norme H_∞ en boucle fermée entre les entrées du système (la consigne, les perturbations et le bruit de mesure), la commande et l'erreur d'asservissement.

Pour les systèmes monovariables, la norme H_∞ correspond à l'amplitude la plus élevée de la réponse fréquentielle entrée-sortie. Pour les systèmes multivariables,

⁸¹ Le degré de son numérateur est inférieur ou égal à celui de son dénominateur.

elle correspond à la valeur singulière⁸² maximale des matrices de transfert en boucle fermée.

Une façon de poser le problème est de borner la norme H_∞ par un réel γ à minimiser.

$$\|G(p)\|_\infty < \gamma \quad (4.16)$$

où $G(p)$ représente l’ensemble des matrices de transfert du système. Couramment, le problème (représenté traditionnellement comme indiqué Figure 4.12) est posé⁸³ comme indiqué par le schéma de la Figure 4.13.

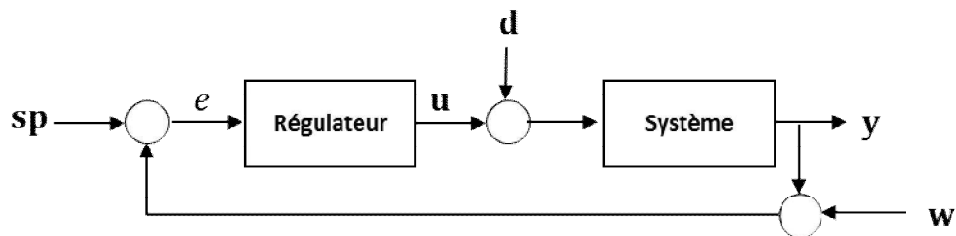


Figure 4.12. Boucle classique de régulation : sp est la consigne ; d est le vecteur contenant les perturbations et w le bruit de mesure ; u est l’entrée de commande ; e est l’entrée du correcteur (usuellement l’erreur entre la consigne et la mesure et y la sortie du système

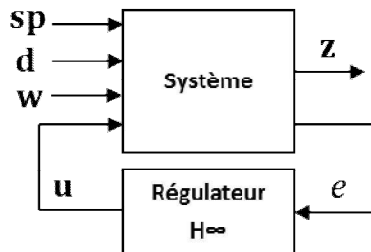


Figure 4.13. Schéma classique utilisé en synthèse H_∞ . z représente les variables à minimiser (fonction objectif) ;

Le système peut être ensuite écrit dans la forme standard suivante :

⁸² Les valeurs singulières d’un système modélisé sous la forme $\dot{x}(t) = A \cdot x(t) + B \cdot u(t)$ sont les racines carrées des valeurs propres de A multipliée par sa trans-conjuguée.

⁸³ Nous montrons le cas avec une consigne et une entrée pour le régulateur. Le problème peut être facilement étendu au cas multivariable.

$$\begin{bmatrix} \dot{\mathbf{x}}(t) \\ \mathbf{z}(t) \\ \mathbf{e}(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{A} & \mathbf{B}_{sp} & \mathbf{B}_d & \mathbf{B}_w & \mathbf{B}_u \\ \mathbf{C}_z & \mathbf{D}_{z,sp} & \mathbf{D}_{z,d} & \mathbf{D}_{z,w} & \mathbf{D}_{z,u} \\ \mathbf{C}_e & \mathbf{D}_{e,sp} & \mathbf{D}_{e,d} & \mathbf{D}_{e,w} & \mathbf{D}_{e,u} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \mathbf{x}(t) \\ \mathbf{sp}(t) \\ \mathbf{d}(t) \\ \mathbf{w}(t) \\ \mathbf{u}(t) \end{bmatrix} \quad (4.17)$$

Une fois défini le modèle sous cette forme, nous pouvons utiliser l'un des algorithmes classiques pour synthétiser le correcteur, comme par exemple l'algorithme de Glover-Doyle (Doyle, Glover, Khargonekar, & Francis, 1989) ou l'approche LMI (Gahinet & Apkarian, 1994). Ces algorithmes sont implantés dans les bibliothèques spécialisées disponibles pour la commande robuste (« Robust Control Toolbox ») de Matlab par exemple.

Au préalable, pour pouvoir obtenir de meilleurs résultats, il est recommandé d'ajouter des filtres de pondération au modèle de synthèse. Le mode d'action et les principes permettant de régler ces filtres sont expliqués dans la suite.

4.2.2.1 RÉGLAGE DES FILTRES

Une part très importante des performances obtenues avec la synthèse H_∞ est liée au choix des filtres de pondération. Pour comprendre l'effet des filtres, il est nécessaire de définir d'abord les principales fonctions de transfert d'un système tel que celui représenté Figure 4.13.

En appelant K le correcteur synthétisé par optimisation H_∞ , et I la matrice identité, nous pouvons décrire les principaux transferts par le Tableau 4.2 (Doyle, Francis, & Tannenbaum, 1992).

	Erreur (e)	Entrée (u)
Consigne (sp)	$T_{sp \rightarrow e} = (I + G \cdot K)^{-1}$	$T_{sp \rightarrow u} = K \cdot (I + G \cdot K)^{-1}$
Perturbations (d)	$T_{d \rightarrow e} = (I + G \cdot K)^{-1} \cdot G$	$T_{d \rightarrow u} = K \cdot (I + G \cdot K)^{-1} \cdot G$
Bruit (w)	$T_{w \rightarrow e} = (I + G \cdot K)^{-1} \cdot G \cdot K$	$T_{w \rightarrow u} = -K \cdot (I + G \cdot K)^{-1}$

Tableau 4.2. Principaux transferts d'un système

L’objectif d’inclure des filtres est de définir des gabarits (correspondant à l’inverse des filtres) en basse fréquence pour les transferts de la consigne et de la perturbation vers l’erreur, ainsi que des gabarits en haute fréquence pour les transferts de la consigne et de la perturbation vers la commande. Ces gabarits permettent de pondérer la plage de fréquences dans le but d’obtenir un compromis entre le temps de réponse et l’erreur statique ou bien de diminuer la sensibilité de la commande au bruit des mesures (hautes fréquences). Cette approche permet ainsi d’agir sur certaines plages de fréquences pour chacun des principaux transferts comme illustré par les tracés du Tableau 4.3.

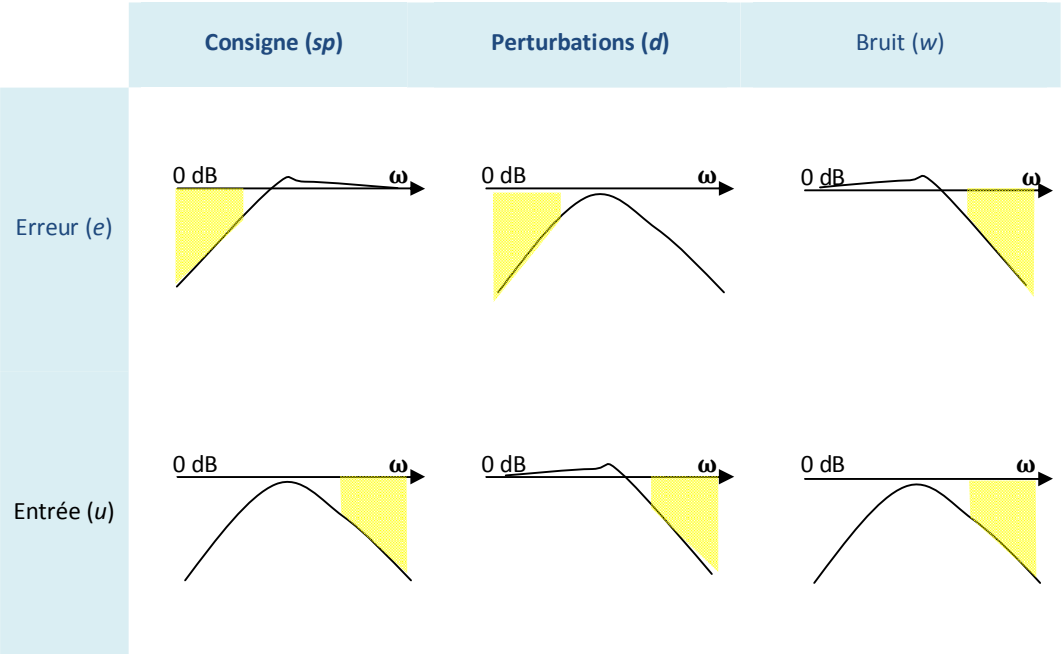


Tableau 4.3. La réponse réglable pour chaque transfert est indiquée en jaune (les colonnes correspondent aux entrées et les lignes correspondent aux sorties)
La partie non modifiable par le correcteur correspond à un comportement asymptotique des fonctions de transfert.

Le réglage des caractéristiques des filtres est souvent réalisé d’une manière itérative avec comme fil conducteur à chaque étape l’analyse des performances obtenues par rapport au cahier des charges. Ainsi l’introduction de ces filtres permet de modéliser le système lors de l’optimisation H_{∞} .

Pour des cas peu complexes, les pondérations sont souvent statiques ou font appel à des fonctions du premier ordre afin de faciliter le réglage de ces filtres.

Plusieurs techniques existent pour faciliter la création de filtres. Nous utilisons la démarche de (Font, 1995) pour les filtres du premier ordre dans laquelle il suffit de déterminer trois paramètres G_0 , ω_c et G_∞ (Figure 4.14) : le premier et le troisième (G_0 , G_∞) permettent de définir des gain asymptotiques aux basses et hautes fréquences pour le filtre alors que le deuxième (ω_c) permet de modifier la bande passante.

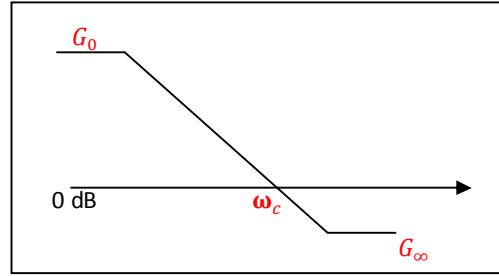


Figure 4.14. En rouge, les paramètres à donner pour déterminer le filtre du premier ordre

Le filtre peut est alors caractérisé par la fonction de transfert :

$$W(p) = \frac{G_\infty \cdot \sqrt{|G_0^2 - 1|} \cdot p + G_0 \cdot \omega_c \cdot \sqrt{|G_\infty^2 - 1|}}{\sqrt{|G_0^2 - 1|} \cdot p + \omega_c \cdot \sqrt{|G_\infty^2 - 1|}} \quad (4.18)$$

Les filtres sont inclus dans la définition du problème de synthèse sous forme standard, sans être inclus vraiment dans le régulateur final (c’est-à-dire inclus uniquement dans le modèle utilisé pour déduire le régulateur). En considérant par exemple la minimisation de la norme infinie de la fonction de transfert entre la consigne et l’erreur avec le filtre $w_1(p)$:

$$\|w_1(p) \cdot T_{sp \rightarrow e}(p)\|_\infty < \gamma \quad (4.19)$$

celle-ci est équivalent à la reformulation :

$$\forall \omega \in \mathbb{R}: |T_{sp \rightarrow e}(j\omega)| < \frac{\gamma}{|w_1(j\omega)|} \quad (4.20)$$

Cette propriété peut être appliquée également pour les autres fonctions de transfert du système (par exemple, entre la consigne et la commande, entre les perturbations et l’erreur, etc.). Les gabarits, définis par l’inverse des filtres, interviennent comme indiqué dans l’équation 4.20. Ainsi, le réglage des filtres de pondération doit être réalisé de façon itérative en analysant les fonctions de transfert du système et de

façon à obtenir le paramètre γ proche de 1 (cela permettra de garder l'effet des filtres souhaité).

Dans le cas de l'application à la pompe à chaleur, nous avons ajouté deux filtres dynamiques (fonctions de transfert) :

- l'un pour l'erreur entre la consigne et la mesure (filtre 1) permettant ainsi de borner l'erreur statique,
- l'autre pour la commande (filtre 2), permettant de limiter le gain en haute fréquence vis-à-vis de la commande,

et un filtre statique (gain proportionnel) vis à vis des perturbations (filtre 3). Cela est représenté par le schéma de la Figure 4.15.

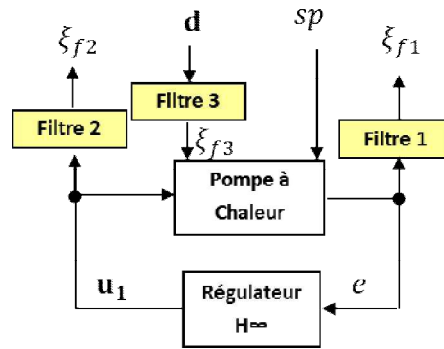


Figure 4.15. Réglage du régulateur H^∞ pour la Pompe à Chaleur : filtres de pondération. Nous supposons qu'il n'y a pas de bruit de mesure.

Ces filtres sont représentés par les équations :

$$\dot{\mathbf{x}}_{f1}(t) = \mathbf{A}_{f1} \cdot \mathbf{x}_{f1}(t) + \mathbf{B}_{f1} \cdot e(t) \quad (4.21)$$

$$\xi_{f1}(t) = \mathbf{C}_{f1} \cdot \mathbf{x}_{f1}(t) + \mathbf{D}_{f1} \cdot e(t) \quad (4.22)$$

$$\dot{\mathbf{x}}_{f2}(t) = \mathbf{A}_{f2} \cdot \mathbf{x}_{f2}(t) + \mathbf{B}_{f2} \cdot \mathbf{u}_1(t) \quad (4.23)$$

$$\xi_{f2}(t) = \mathbf{C}_{f2} \cdot \mathbf{x}_{f2} + \mathbf{D}_{f2} \cdot \mathbf{u}_1(t) \quad (4.24)$$

$$\xi_{f3}(t) = \mathbf{D}_{f3} \cdot \mathbf{d}(t) \quad (4.25)$$

De façon pratique, nous pouvons utiliser un régulateur PI comme filtre sur l'erreur d'asservissement. Cependant, comme la synthèse H_∞ ne peut pas être effectuée dans le cas de la présence d'un pôle en zéro⁸⁴, on remplace ce pôle en zéro par un pôle de fréquence de brisure de valeur très inférieure à celle du zéro de la fonction

⁸⁴ Pour permettre de réaliser la synthèse H_∞ , il est nécessaire que le modèle sous forme standard satisfasse certaines hypothèses (comme par exemple le rang plein dans une matrice construite à partir de certaines matrices du modèle). En présence d'un pôle en zéro, au moins une de ces hypothèses n'est plus satisfaite.

de transfert du filtre. Comme indiqué, la valeur des autres filtres a été choisie de façon itérative pour réaliser un compromis entre la minimisation de la norme et l'obtention du comportement fréquentiel souhaité. Les réponses fréquentielles des filtres choisis sont présentées Figure 4.16.

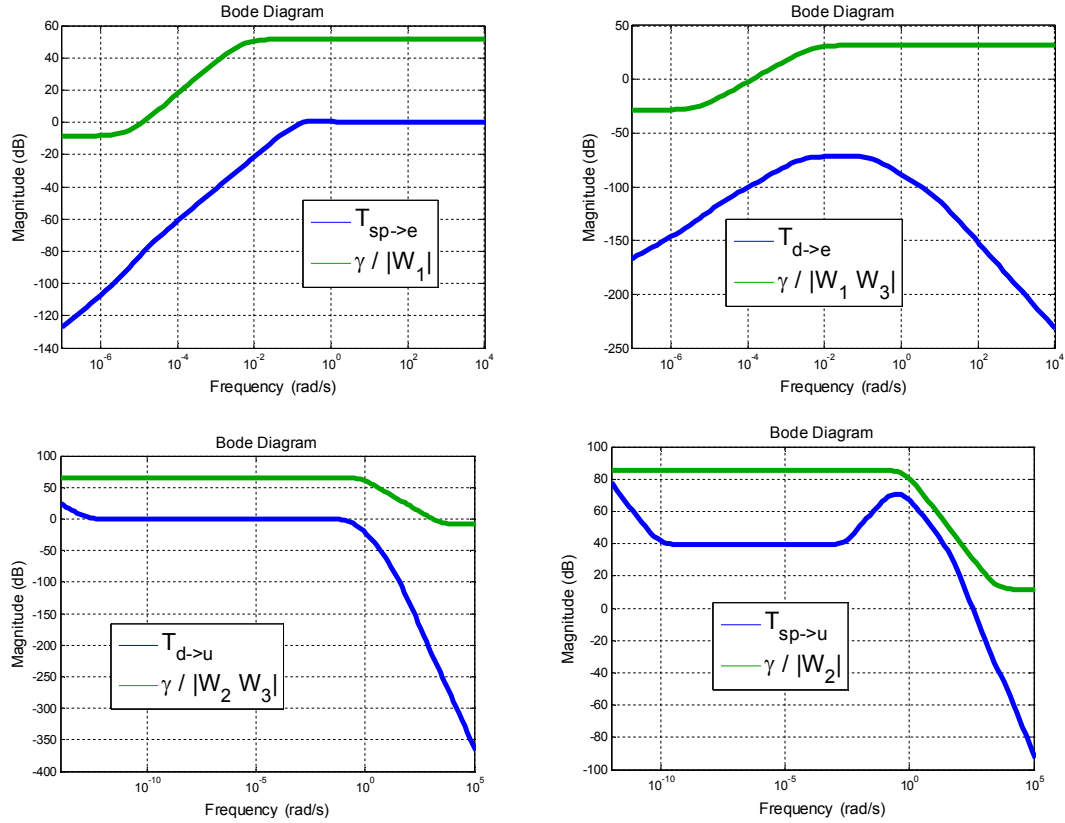


Figure 4.16. L'utilisation de filtres permet d'imposer des gabarits permettant de modeler les principaux transferts du système bouclé ⁸⁵

Un point faible de cette technique est que l'ordre du correcteur est équivalent à l'ordre du système augmenté par la prise en compte des filtres de pondération. Par exemple, si nous nous intéressons à minimiser l'erreur et à limiter l'amplitude de la commande, le modèle en présence des filtres est maintenant décrit par :

⁸⁵ La redéfinition des fonctions de transfert à borner par γ (voir par exemple équations 4.19-4.20) permet de considérer les filtres w_1 , w_2 et w_3 . Le filtre w_3 apparaît toujours en présence d'autres filtres, w_1 ou w_2 , parce que cela correspond aux fonctions de transfert $T_{d \rightarrow \xi_1}$ et $T_{d \rightarrow \xi_2}$ respectivement.

$$\begin{bmatrix} \dot{\mathbf{x}}(t) \\ \dot{\mathbf{x}}_{f1}(t) \\ \dot{\mathbf{x}}_{f2}(t) \\ \dot{\xi}_{f1}(t) \\ \dot{\xi}_{f2}(t) \\ \dot{e}(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{A} & 0 & 0 & \mathbf{B}_{sp} & \mathbf{B}_d \cdot \mathbf{D}_{f3} & \mathbf{B}_u \\ \mathbf{B}_{f1} \cdot \mathbf{C}_e & \mathbf{A}_{f1} & 0 & \mathbf{B}_{f1} \cdot \mathbf{D}_{e,sp} & \mathbf{B}_{f1} \cdot \mathbf{D}_{e,d} \cdot \mathbf{D}_{f3} & \mathbf{B}_{f1} \cdot \mathbf{D}_{e,u} \\ 0 & 0 & \mathbf{A}_{f2} & 0 & 0 & \mathbf{B}_{f2} \\ \mathbf{D}_{f1} \cdot \mathbf{C}_e & \mathbf{C}_{f1} & 0 & \mathbf{D}_{f1} \cdot \mathbf{D}_{e,sp} & \mathbf{D}_{f1} \cdot \mathbf{D}_{e,d} \cdot \mathbf{D}_{f3} & \mathbf{D}_{f1} \cdot \mathbf{D}_{e,u} \\ 0 & 0 & \mathbf{C}_{f2} & 0 & 0 & \mathbf{D}_{f2} \\ \mathbf{C}_e & 0 & 0 & \mathbf{D}_{e,sp} & \mathbf{D}_{e,d} \cdot \mathbf{D}_{f3} & \mathbf{D}_{e,u} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \mathbf{x}(t) \\ \mathbf{x}_{f1}(t) \\ \mathbf{x}_{f2}(t) \\ sp(t) \\ \mathbf{d}(t) \\ \mathbf{u}_1(t) \end{bmatrix} \quad (4.26)$$

Dans les applications automobiles, il est important de limiter l'ordre des correcteurs en vue de faciliter leur implantation en temps réel dans des calculateurs embarqués et avec des puissances de calcul plutôt faibles. Pour répondre à ce problème, la réduction d'ordre des correcteurs, selon plusieurs techniques, peut être envisagée. Ce point sera repris dans la suite de ce chapitre.

4.2.2.2 DIMINUTION DE L'ERREUR STATIQUE

La structure proposée précédemment pour la prise en compte des contraintes fait appel à un régulateur PI pour la boucle principale et des régulateurs P ou PI pour les boucles liées aux contraintes. Utiliser des régulateurs proportionnels pour les boucles correspondant aux différentes contraintes implique uniquement une compensation de l'effet proportionnel du régulateur principal. Le fait d'utiliser une fonction de transfert de structure similaire au régulateur de la boucle principale pour le régulateur de la boucle secondaire permet de compenser d'une façon cohérente les parties proportionnelle et intégrale du régulateur principal.

Comme remarqué précédemment, la synthèse H_∞ conduit à des régulateurs d'ordre élevé et avant tout sans action intégrale. Pour permettre aux régulateurs liés aux contraintes de conserver leur simplicité et d'agir de façon cohérente sur le régulateur principal, il est nécessaire d'introduire un intégrateur dans ce dernier. Par ailleurs, cet effet intégral permettra d'assurer une erreur statique nulle.

Comme la synthèse H_∞ en elle-même ne converge pas vers un régulateur final possédant un intégrateur pur, deux techniques peuvent être mises en œuvre pour forcer cet effet :

- le forcer en l'incluant dans le modèle utilisé pour la synthèse, et en l'ajoutant a posteriori dans le correcteur obtenu (voir Figure 4.17).
- faire la synthèse avec le modèle initial et les filtres de pondération, et remplacer le pôle très basse fréquence introduit par le filtre de pondération sur l'erreur par un intégrateur idéal.

Dans le cas de cette application, la première approche a été mise en œuvre. Cette méthode va synthétiser un régulateur H_∞ en prenant en compte le vrai comportement du système en présence de l'intégrateur et permet également de définir manuellement, si nécessaire, le gain intégral. En contrepartie, il va augmenter d'un état la taille du régulateur obtenu.

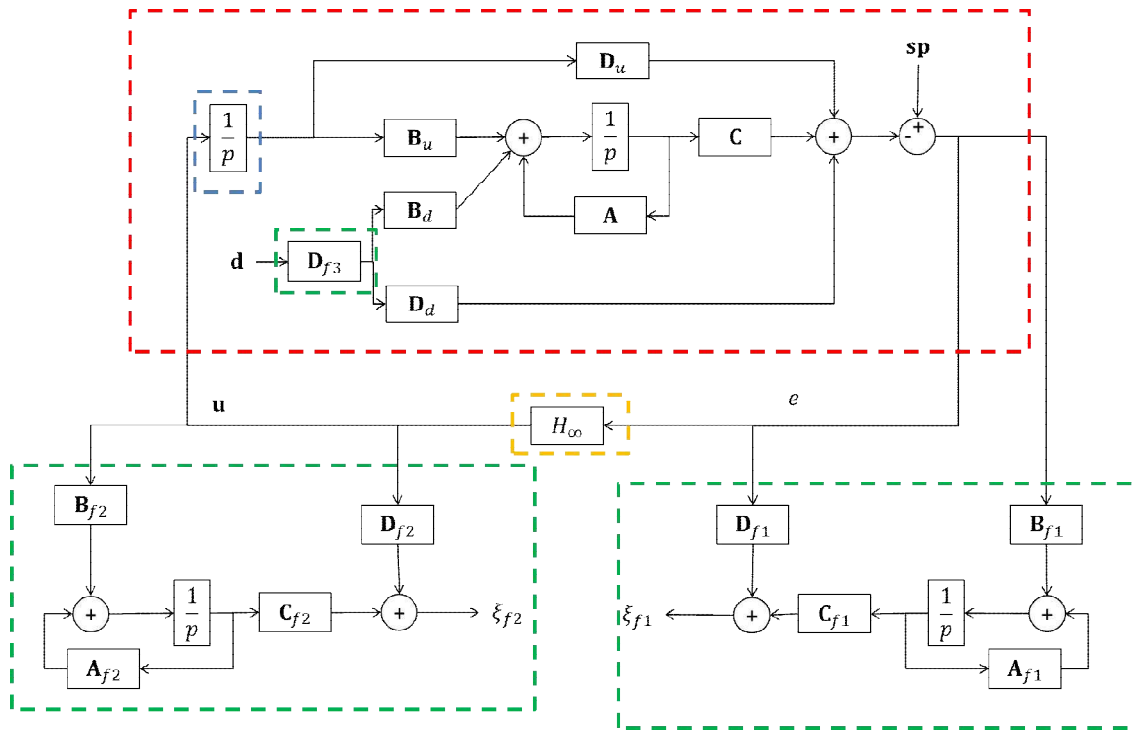


Figure 4.17. Dans le cadre rouge, le modèle incluant l'intégrateur pur (cadre bleu) ; dans les cadres verts les filtres et dans le cadre orange le correcteur H_∞

Ainsi, le correcteur final sera une combinaison du correcteur H_∞ et d'un intégrateur pur.

Cependant, réécrire le système sous forme standard avec un intégrateur pur peut entraîner que la synthèse H_∞ ne converge pas car la matrice décrivant le système n'est pas de rang plein – ce qui nous fait sortir des hypothèses nécessaires pour la synthèse H_∞ . Une façon de résoudre ce problème consiste à réaliser la synthèse en utilisant une fonction du type premier ordre $\frac{1}{p + \alpha_{\text{intégrateur}}}$ au lieu de $\frac{1}{p}$ avec $\alpha_{\text{intégrateur}}$ ayant une valeur très faible. Le correcteur final peut néanmoins considérer l'intégrateur pur.

Par ailleurs, la structure de commande complète doit inclure au moins un dispositif anti-windup pour limiter l'impact de la saturation et les contraintes acoustiques⁸⁶ (limitation de la dérivée du régime). Pour éviter d'augmenter l'ordre du régulateur final, nous pouvons séparer la partie intégrale et ajouter l'effet de l'anti-windup avant cette partie, tel que nous l'avons fait avec le régulateur PI (Figure 4.18).

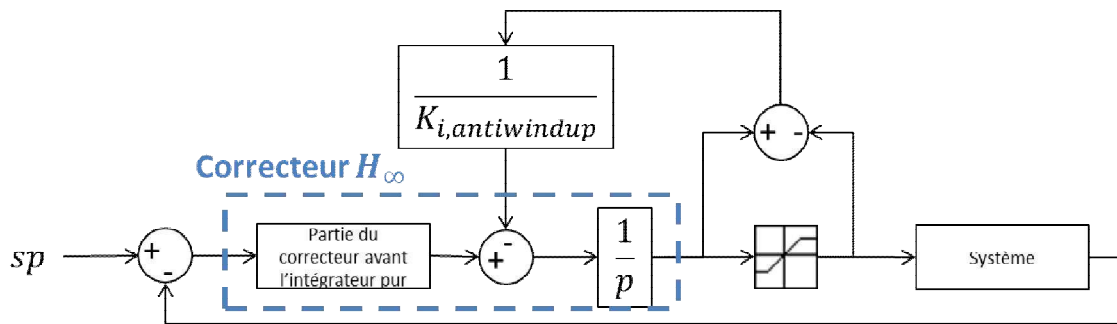


Figure 4.18. Correcteur H_∞ augmenté d'un intégrateur et d'un dispositif anti windup

Pour la prise en compte des contraintes, nous pouvons également intégrer les structures proposées sur les Figures 4.5 et 4.10. Pour assurer le respect des limitations, nous choisissons de conserver la structure de la Figure 4.10 avec l'anti-windup permettant de prendre en compte la saturation du régime du compresseur et de sa dérivée (Figure 4.19).

⁸⁶ En effet, une augmentation très forte du régime du compresseur peut produire un bruit gênant pour les passagers du véhicule.

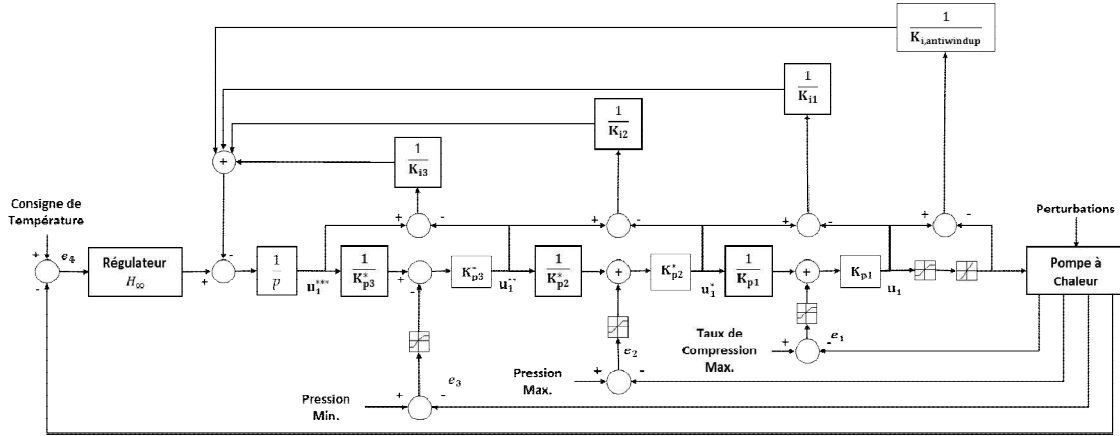


Figure 4.19. Schéma global pour le correcteur H_∞ avec la structure proposée.

4.2.2.3 RÉDUCTION D'ORDRE

Comme indiqué précédemment, l'ordre du correcteur représente une contrainte dans le domaine automobile. Cela est dû à des facteurs tels que la mémoire limitée (sachant que le calculateur n'est pas dédié uniquement à cette application) et la puissance de calcul limitée également.

Pour ces raisons, il est nécessaire de réduire l'ordre du correcteur synthétisé en vue de faciliter l'implantation en temps réel. Par exemple, en analysant le diagramme de Bode du correcteur (Figure 4.20) dans la bande de fréquences utile, nous pouvons constater que le correcteur initialement obtenu peut être approché par une fonction de transfert du type :

$$K_{\text{ordre réduit}} = \frac{b_1 \cdot p + b_0}{p^2 + a_1 \cdot p + a_0} \quad (4.27)$$

où $\{b_1, b_0, a_1, a_0\}$ sont les paramètres identifiés⁸⁷ et p est la variable de Laplace.

Le diagramme de Bode du correcteur H_∞ et de la fonction de transfert (équation 4.27) sont donnés Figure 4.20.

Comme pour le régulateur PI, les paramètres de la fonction de transfert du deuxième ordre peuvent rester inchangés pour les trois points de fonctionnement. Ainsi, les paramètres de cette fonction de transfert peuvent être déterminés à l'aide de la technique de moindres carrés (par exemple, en minimisant les écarts entre les réponses fréquentielles). Pour cela, une réponse fréquentielle moyenne (en module

⁸⁷ Comme les autres paramètres, ils restent confidentiels.

et phase), pour une plage de fréquences fixée a priori, peut être calculée pour les régulateurs H_∞ synthétisés dans chaque point de fonctionnement⁸⁸.

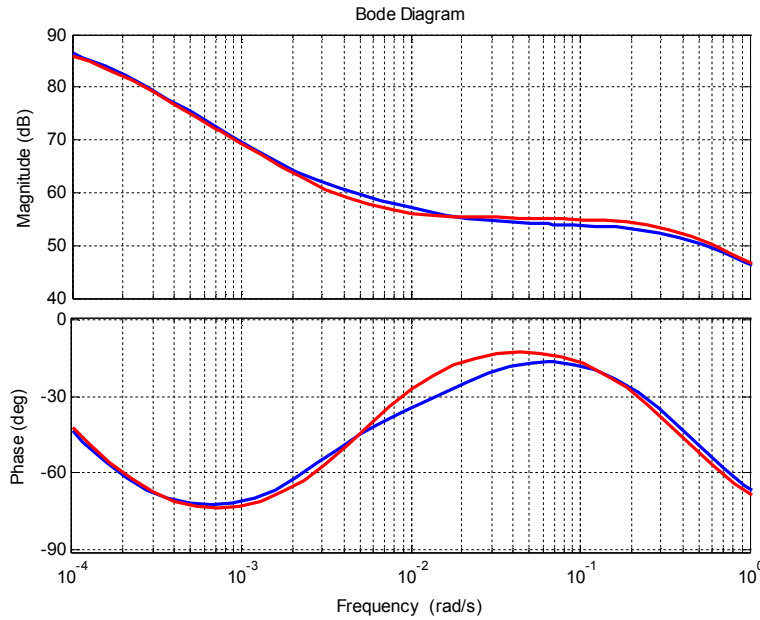


Figure 4.20. Diagramme de Bode du correcteur H_∞ (bleu) et de la fonction de transfert du deuxième ordre approchant ce correcteur (rouge)

Par ailleurs, nous avons vu l'intérêt de la présence d'un intégrateur pur dans le système. La réduction d'ordre peut être réalisée en approchant au mieux le diagramme de Bode⁸⁹ en considérant un correcteur d'ordre plus faible, mais sous la seule contrainte de conserver un intégrateur pur (Figure 4.21), ce qui donne pour l'équation 4.27 :

$$K_{\text{ordre réduit}} = \frac{b_1 \cdot p + b_0}{p^3 + a_1 \cdot p^2 + a_0 \cdot p} \quad (4.28)$$

⁸⁸ Car les fonctions transferts obtenues ne sont pas très différentes les unes des autres.

⁸⁹ Dans la bande passante qui nous intéresse et pour le correcteur synthétisé avec un modèle incorporant un intégrateur.

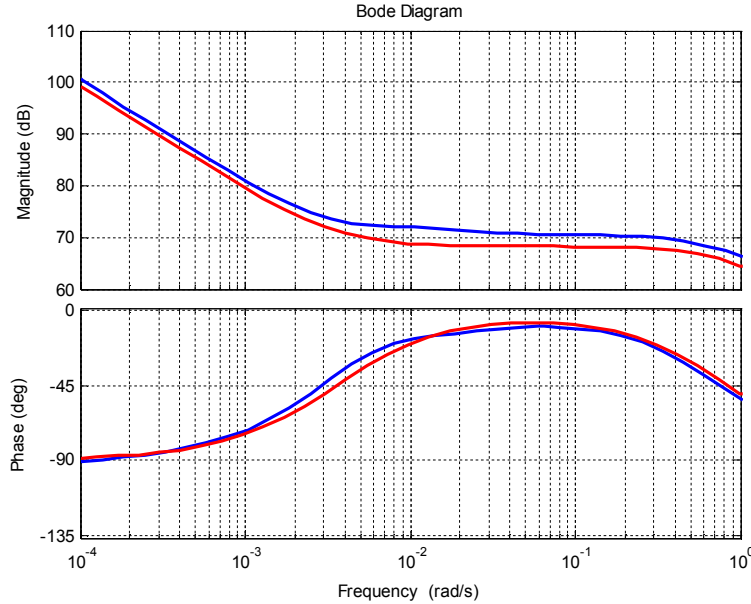


Figure 4.21. Diagramme de Bode du correcteur H_∞ + intégrateur (bleu) et de la fonction de transfert du troisième ordre approchant le tracé bleu (rouge)

Des résultats permettant de comparer le PI et ces régulateurs (H_∞ et sa version d'ordre réduit) incorporés à la structure complète (utilisant l'anti-windup pour la saturation en régime et sa dérivée, et des régulateurs PI pour les boucles associées aux contraintes) sont présentés Section 4.3.

4.2.3 SENSIBILITÉ DE L'APPROCHE ENTRE L'ERREUR SUR LA TEMPÉRATURE DE L'AIR ET LE DÉPASSEMENT DES CONTRAINTES

Il est nécessaire également d'analyser la sensibilité au dépassement des contraintes dans le cas du suivi de consigne de la boucle principale⁹⁰. Cela impose de satisfaire la contrainte suivante (pour des gains proportionnels) :

$$\frac{e_{\text{boucle principale}}}{e_{\text{boucle secondaire}}} \cdot K_{p,\text{boucle principale}} < K_{p,\text{boucle secondaire}} \quad (4.29)$$

⁹⁰ Par exemple, avec une erreur de 3° entre la consigne et la température de l'eau, et un gain (proportionnel) pour la même boucle égal à 100, nous aurons besoin d'un gain supérieur à 3000 (dans la deuxième boucle) pour assurer que l'on pourra satisfaire un dépassement de moins de 0,1 bar. Les limites pour le choix de ce dernier gain seront dictées par les propriétés de stabilité du système.

où $e_{boucle\ principale}$ est l’écart de la boucle de régulation principale (température de l’eau) et $e_{boucle\ secondaire}$ l’écart d’une autre boucle de régulation (haute pression, basse pression, taux de compression) et $K_{p,boucle\ principale}$, $K_{p,boucle\ secondaire}$ les gains proportionnels relatifs à chaque boucle. Cette relation est issue du fait que la commande finale obtenue par la structure est une superposition des régulateurs et donc il est nécessaire que la valeur demandée par la boucle secondaire ($e_{boucle\ secondaire} \cdot K_{p,boucle\ secondaire}$) soit supérieure à la valeur demandée par la boucle principale ($e_{boucle\ principale} \cdot K_{p,boucle\ principale}$) pour garantir la priorité à la contrainte.

Dans le cas des régulateurs PI, nous ajoutons la contrainte :

$$\frac{e_{boucle\ principale}}{e_{boucle\ secondaire}} \cdot \frac{K_{p,boucle\ principale}}{K_{i,boucle\ principale}} < \frac{K_{p,boucle\ secondaire}}{K_{i,boucle\ secondaire}} \quad (4.30)$$

où K_i sont les gains d’action intégrale des correcteurs. Cette relation correspond donc à la partie intégrale des correcteurs.

Ainsi, si les conditions de stabilité d’une boucle « secondaire » ne permettent pas d’obtenir un gain satisfaisant ces contraintes de sensibilité, nous pouvons par exemple modifier le gain intégral du régulateur PI⁹¹ en fonction du dépassement pour garantir le respect de la contrainte⁹².

Comme le correcteur obtenu par la synthèse H_∞ est d’ordre plus élevé que les correcteurs des boucles secondaires, cette analyse devient insuffisante (nombre de degrés de liberté insuffisant au niveau des boucles internes). Pour cela, il serait nécessaire d’imposer des correcteurs secondaires du même ordre que le régulateur principal, ce qui augmenterait la difficulté de l’approche (car la synthèse H_∞ devrait être réalisée pour chaque boucle).

4.2.4 DISCRÉTISATION DES CORRECTEURS

Les différents correcteurs synthétisés ont été déterminés avec des modèles à temps continu, puis discrétisés en utilisant la transformation homographique (la distorsion en phase est moindre comparativement à une autre transformation, comme la transformation d’Euler par exemple) avec un période d’échantillonnage de 0,1 s. La discrétisation en présence de l’anti-windup est détaillée par la suite.

⁹¹ C’est-à-dire, ralentir son temps de réponse de façon à satisfaire la contrainte.

⁹² En supposant les conditions citées précédemment : erreur de 3° entre la consigne et la température de l’eau, et un gain proportionnel pour la même boucle égal à 100, ainsi qu’un dépassement de 0,1 bar et un gain proportionnel d’une telle boucle égal à 3000, nous aurons besoin d’un gain intégral de la boucle secondaire par exemple de 200 (si celui de la boucle principale est 300) pour assurer la priorité à la contrainte.

Pour un correcteur dynamique monovariable, d'ordre n , nous pouvons écrire sa représentation d'état sous la forme canonique suivante⁹³ :

$$\begin{bmatrix} \dot{\mathbf{x}}_1 \\ \dot{\mathbf{x}}_2 \\ \vdots \\ \dot{\mathbf{x}}_{n-1} \\ \dot{\mathbf{x}}_n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a_1 & a_2 & \cdots & \cdots & a_n \\ 1 & 0 & \cdots & \cdots & 0 \\ 0 & \ddots & \ddots & & \vdots \\ \vdots & \ddots & \ddots & \ddots & \vdots \\ 0 & \cdots & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \mathbf{x}_1 \\ \mathbf{x}_2 \\ \vdots \\ \mathbf{x}_{n-1} \\ \mathbf{x}_n \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} b_1 \\ 0 \\ \vdots \\ \vdots \\ 0 \end{bmatrix} \cdot e \quad (4.31)$$

$$\mathbf{u} = [c_1 \quad c_2 \quad \cdots \quad c_{n-1} \quad c_n] \cdot \begin{bmatrix} \mathbf{x}_1 \\ \mathbf{x}_2 \\ \vdots \\ \mathbf{x}_{n-1} \\ \mathbf{x}_n \end{bmatrix} + d_1 \cdot e \quad (4.32)$$

où \mathbf{x} représente le vecteur d'état du correcteur, e est l'écart entre la consigne et la mesure, et \mathbf{u} est la sortie du correcteur.

Supposons que le correcteur comprenne un intégrateur pur en vue d'assurer une erreur statique nulle (ce qui fait que le coefficient a_n est nul). Nous pouvons ajouter un dispositif anti-windup avant l'étape d'intégration, tel qu'effectué dans la Figure 4.17 avec le correcteur H_{∞} .

Afin de discrétiser le correcteur, il est utile de déterminer une représentation d'état incorporant l'effet de l'anti-windup au correcteur principal. Pour cela, nous pouvons inverser la position des coefficients c_n et le 1 localisé dans la dernière ligne de la matrice \mathbf{A} ⁹⁴. Ensuite, il faudra ajouter la deuxième entrée, correspondant à l'erreur entre la valeur fournie par le correcteur et sa valeur saturée :

$$\begin{bmatrix} \dot{\mathbf{x}}_1 \\ \dot{\mathbf{x}}_2 \\ \vdots \\ \dot{\mathbf{x}}_{n-1} \\ \dot{\mathbf{x}}_n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a_1 & a_2 & \cdots & a_{n-1} & 0 \\ 1 & 0 & \cdots & \cdots & 0 \\ 0 & \ddots & \ddots & & \vdots \\ \vdots & \ddots & 1 & \ddots & \vdots \\ 0 & \cdots & 0 & c_n & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \mathbf{x}_1 \\ \mathbf{x}_2 \\ \vdots \\ \mathbf{x}_{n-1} \\ \mathbf{x}_n \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} b_1 & 0 \\ 0 & \vdots \\ \vdots & \vdots \\ \vdots & 0 \\ 0 & b_{antiwindup} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} e \\ e_{antiwindup} \end{bmatrix} \quad (4.33)$$

$$\mathbf{u} = [c_1 \quad c_2 \quad \cdots \quad c_{n-1} \quad 1] \cdot \begin{bmatrix} \mathbf{x}_1 \\ \mathbf{x}_2 \\ \vdots \\ \mathbf{x}_{n-1} \\ \mathbf{x}_n \end{bmatrix} + [d_1 \quad 0] \cdot \begin{bmatrix} e \\ e_{antiwindup} \end{bmatrix} \quad (4.34)$$

⁹³ La fonction « Hinfyn » dans la Robust Control Toolbox de Matlab donne un correcteur avec une représentation d'état non-canonique. Cependant, il y a des fonctions qui permettent de faire la transition facilement.

⁹⁴ La dernière ligne de la matrice \mathbf{A} correspond au dernier état avant l'intégrateur pur ; ainsi, nous pouvons échanger son gain unitaire pour celui correspondant à la matrice d'observation \mathbf{C} sans modifier les autres états. Il n'est pas nécessaire de modifier la matrice \mathbf{B} parce que sa dernière ligne a une valeur nulle.

où $e_{antiwindup}$ est l’écart entre la grandeur de commande issue du régulateur et la valeur de saturation liée à l’actionneur.

En utilisant cette approche, nous pouvons discrétiser la représentation obtenue en utilisant une transformation adaptée : Euler, homographique, invariance indicielle, etc. Comme indiqué précédemment, l’approche homographique a été privilégiée.

4.3 RÉSULTATS EN SIMULATION MIL

Nous avons présenté la structure de commande développée pour prendre en compte des contraintes dans le système et l’entrée. Cette structure a été adaptée à trois types de régulateurs (PI, H_∞ , H_∞ d’ordre réduit) permettant de faire l’asservissement de la température de l’eau. Ces correcteurs varient en complexité par rapport aux techniques utilisés pour les déterminer, mais également par leur structure (Tableau 4.4).

	Fonction transfert du régulateur	Nombre de paramètres à déterminer
PI	$K_p \cdot \frac{K_i \cdot p + 1}{K_i \cdot p}$	2
H_∞	$\frac{b_6 \cdot p^6 + b_5 \cdot p^5 + b_4 \cdot p^4 + b_3 \cdot p^3 + b_2 \cdot p^2 + b_1 \cdot p + b_0}{p^8 + a_6 \cdot p^7 + a_5 \cdot p^6 + a_4 \cdot p^5 + a_3 \cdot p^4 + a_2 \cdot p^3 + a_1 \cdot p^2 + a_0 \cdot p}$	14
H_∞ d’ordre réduit	$\frac{b_1 \cdot p + b_0}{p^3 + a_1 \cdot p^2 + a_0 \cdot p}$	4

Tableau 4.4. Structure et nombre de paramètres à déterminer pour chaque correcteur synthétisé. Pour le régulateur H_∞ , les paramètres ont été déterminés pour chacun des 3 points de fonctionnement.

Les résultats obtenus avec les différents correcteurs dans le cas nominal (pas de prise en compte des contraintes ni d’antiwindup) sont reproduits Figure 4.22. Nous pouvons observer que la consigne est atteinte par les trois régulateurs avec le temps de réponse demandé. Toutefois, la réponse obtenue avec le régulateur H_∞ atteint la consigne plus doucement et sans dépassement. Lorsqu’une perturbation est introduite vers la 15^{ème} minute, la sortie obtenue avec le régulateur H_∞ reste autour de la consigne alors que dans le cas du régulateur PI, la convergence vers la consigne est plus lente. Enfin, le correcteur d’ordre réduit représente un bon compromis entre ces deux correcteurs (en termes de réponse/complexité).

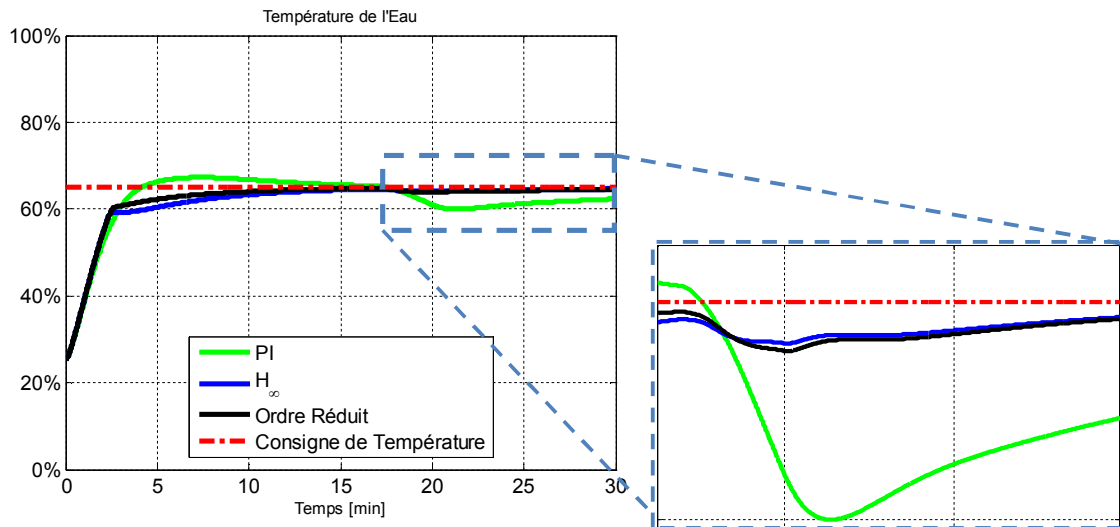


Figure 4.22. Réponse obtenues vis à vis d'un changement de consigne et d'une perturbation vers la 15^{ème} minute

Les résultats obtenus avec la structure complète (Figure 4.10 avec l'antiwindup pour la saturation proposé Figure 4.11) utilisant les trois correcteurs sont montrés Figures 4.23-4.25 pour le point de fonctionnement avec la température la plus élevée. Après la stabilisation du système, des changements de consigne sont réalisés. Nous montrons également la réponse en l'absence de la structure proposée (figures à droite).

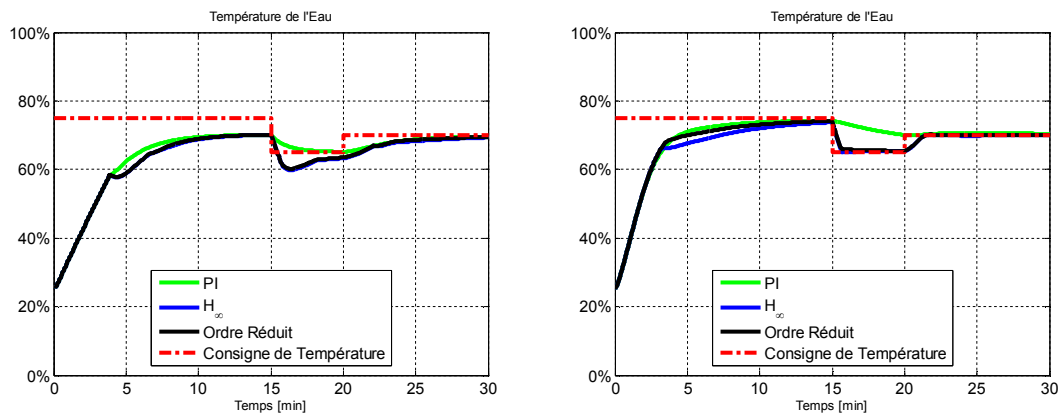


Figure 4.23. Suivi de la consigne de température (rouge) pour le correcteur PI (vert), le correcteur H_{∞} (bleu) et sa version d'ordre réduit (noir).

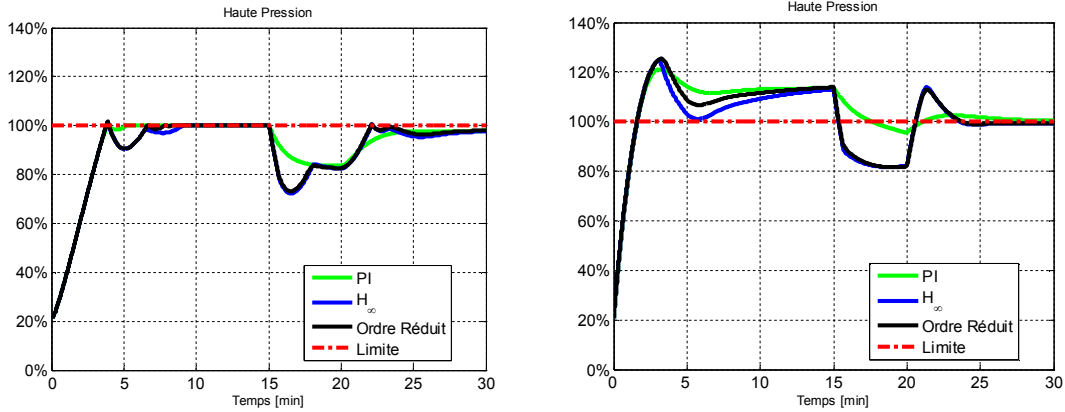


Figure 4.24. Respect de la contrainte liée à la haute pression (rouge) pour le correcteur PI (vert), le correcteur H_∞ (bleu) et sa version d’ordre réduit (noir).

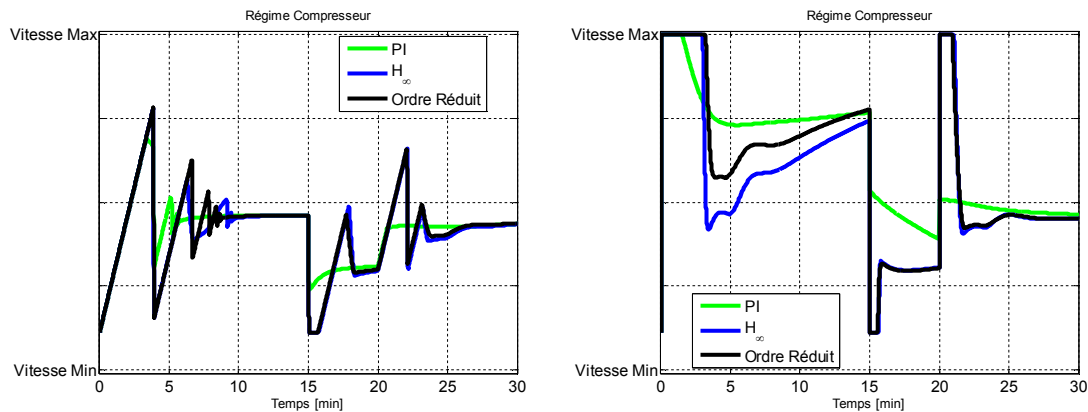


Figure 4.25. Signal de commande issu du correcteur PI (vert), du correcteur H_∞ (bleu) et de sa version d’ordre réduit (noir).

Comme nous pouvons l’observer, remplacer le correcteur PI de la boucle principale (le régulateur a été déterminé de façon à satisfaire les performances et fournir une comparaison réaliste avec les autres structures de commande) par un autre plus performant (par exemple, celui obtenu par synthèse H_∞) n’a pas de conséquences sur le respect des contraintes. Les contraintes sur la dérivée du régime et la saturation de l’actionneur sont également respectées par la commande. Sauf pour le correcteur H_∞ d’ordre complet⁹⁵, l’erreur statique est presque nulle (Figure 4.23). Comme indiqué précédemment, cette technique nous permet d’obtenir un correcteur stabilisant (pour le modèle nominal) et robuste, et elle nous permet (avec l’aide de

⁹⁵ Cette erreur statique « apparente » est liée au fait qu’il y a un zéro dans le régulateur obtenu qui « compense » l’intégrateur (sa position est très proche de l’axe imaginaire). En régime permanent, le correcteur H_∞ va également converger vers une erreur statique nulle.

filtres de pondération) de paramétrer la synthèse d’un régulateur simple capable de mieux satisfaire le cahier de charges comparativement à un régulateur PI.

5 PILOTAGE DU GROUPE MOTOVENTILATEUR (GMV)

Dans les systèmes à compression de vapeur il est courant de retrouver deux ventilateurs (dorénavant appelés GMV pour Groupe Moto-Ventilateur), composés par un moteur électrique et une hélice. L’un est localisé à proximité de l’échangeur de chaleur situé sur la face-avant du véhicule et l’autre est localisé à proximité de l’échangeur de chaleur plus proche de l’habitacle (voir Figure 2.25).

La commande des ventilateurs est peu abordée dans la littérature, et pourtant ceux-ci peuvent permettre d’optimiser le fonctionnement de ces systèmes. Pour les systèmes à compression de vapeur des bâtiments, il est courant de retrouver le ventilateur extérieur (analogue au GMV) réglé à une vitesse constante tandis que la vitesse de celui situé à l’intérieur (analogue du GMV habitacle) est choisie proportionnelle à la vitesse du compresseur.

En revanche, dans les applications automobiles, les passagers peuvent choisir la vitesse du ventilateur côté habitacle (GMV habitacle). Ainsi, la vitesse du GMV (ventilateur face-avant) reste un degré de liberté permettant d’optimiser le fonctionnement de la PAC en modifiant les échanges entre l’air et le réfrigérant.

Dans les applications automobiles, la puissance du GMV est fixée parfois de façon constante par des cartographies dépendantes de la vitesse du véhicule. L’objectif est de fournir un débit d’air suffisant pour permettre au réfrigérant de changer de phase mais en profitant du débit d’air induit en face-avant par le mouvement propre du véhicule.

Un bon réglage du GMV peut cependant aider à optimiser le fonctionnement du système : par exemple, pour obtenir une bonne performance de la pompe à chaleur, le système doit avoir une surchauffe très faible ou du moins aussi faible que possible. Dans un même temps, le compresseur ne doit recevoir le réfrigérant qu’en phase gazeuse. Pour satisfaire ces objectifs, il est nécessaire qu’un bon pilotage du GMV puisse permettre que le point de fonctionnement reste toujours proche du point pour lequel le réfrigérant arrive à sa phase gazeuse.

Par la suite, nous proposons deux modes pour le pilotage de ces systèmes : un mode très simple à implanter et malgré tout plus avantageux que conserver une valeur constante pour la vitesse du GMV, l’autre plus complexe mais permettant d’économiser l’énergie consommée.

Il est possible de réduire la puissance du GMV, selon la vitesse de la voiture, d’une façon plus fine qu’en utilisant une cartographie « vitesse voiture → puissance GMV ». Par exemple, une cartographie peut être incluse pour estimer le débit massique de l’air induit par le mouvement du véhicule. Cela permet ainsi de régler la vitesse du GMV de façon à obtenir l’incrément de débit air réalisant le débit total souhaité. En plus, une saturation permettra de limiter le débit d’air à un débit minimum, ainsi que de limiter la commande en vitesse du GMV à la valeur maximale de l’actionneur (Figure 4.26).

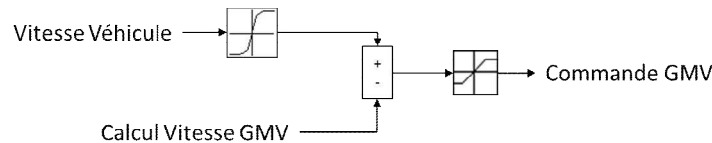


Figure 4.26. Proposition pour le pilotage du GMV.

La saturation permet de rester dans les limites de fonctionnement de l’actionneur.

5.1 RÉGULATION DE LA VITESSE DU GMV DE FAÇON PROPORTIONNELLE AU RÉGIME COMPRESSEUR

La logique de régler la vitesse du GMV de façon proportionnelle au régime compresseur est la suivante : la puissance calorifique échangée (entre le réfrigérant et le fluide secondaire) dans l’échangeur de chaleur face-avant peut être limitée surtout par le débit massique de l’air, ou par celui du réfrigérant⁹⁶. Le fait d’augmenter le régime compresseur va augmenter le débit massique du réfrigérant, et ainsi favoriser l’échange si le débit massique de l’air augmente dans la même proportion via un gain proportionnel.

Sur cette approche nous supposons qu’il n’y a pas une connaissance profonde sur le modèle, et donc il est nécessaire que le débit du GMV soit toujours suffisant pour garantir le changement de phase du réfrigérant. Ainsi, par exemple, nous pouvons choisir le gain pour avoir un débit égal à 50% du débit max lorsque le débit du fluide réfrigérant est tel que le compresseur travaille à un tiers de son régime maximum.

⁹⁶ Nous rappelons que la méthode ϵ -NUT utilise la capacité minimale entre les deux fluides, issue d’un calcul entre leur chaleur spécifique fois leur débit massique. Néanmoins, l’efficacité ϵ peut être aussi limitée par d’autres variables telles que la surface d’échange.

5.2 RÉGULATION DE LA VITESSE DU GMV D’UN POINT DE VUE DÉBIT MINIMUM

On peut également envisager d’utiliser un gain dynamique pour effectuer la régulation du GMV, calculé à chaque pas de temps, à partir du bilan énergétique dans l’échangeur. Nous supposons que la surface de l’échangeur sera suffisante pour permettre le changement de phase et que nous disposons des mesures ou estimations de pression et température en plusieurs points du système.

A la place d’un gain statique, nous allons piloter le système de façon à ce que le réfrigérant arrive complètement à sa phase gazeuse (lors de son passage par l’évaporateur, pour éviter que le réfrigérant en phase liquide endommage le compresseur)⁹⁷. Cela est illustré Figure 4.27.

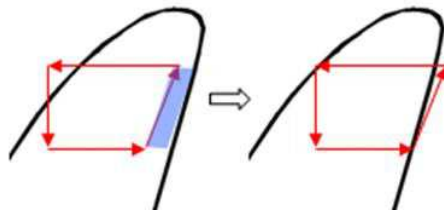


Figure 4.27. Côté gauche, nous observons que le réfrigérant n’arrive pas à aboutir à son évaporation

L’objectif est alors de garantir la puissance minimale nécessaire pour transformer le réfrigérant en gaz lors de son passage dans l’évaporateur. Pour cela nous proposons de suivre les algorithmes suivants (Figure 4.28 pour le chauffage, Figure 4.29 pour la climatisation). Ces algorithmes utilisent les connaissances du modèle pour assurer que le débit d’air ne sera pas une limitation pour le changement de phase du réfrigérant (néanmoins des limitations peuvent exister encore, conséquence d’un débit massique du réfrigérant faible ou d’une surface des échangeurs faible également par exemple).

⁹⁷ Dans notre cas, nous considérons qu’il n’y a pas de surchauffe dans le système (hypothèse valide car nous utilisons le détendeur électronique comme un orifice tube). L’algorithme peut néanmoins être modifié pour considérer ce cas de figure.

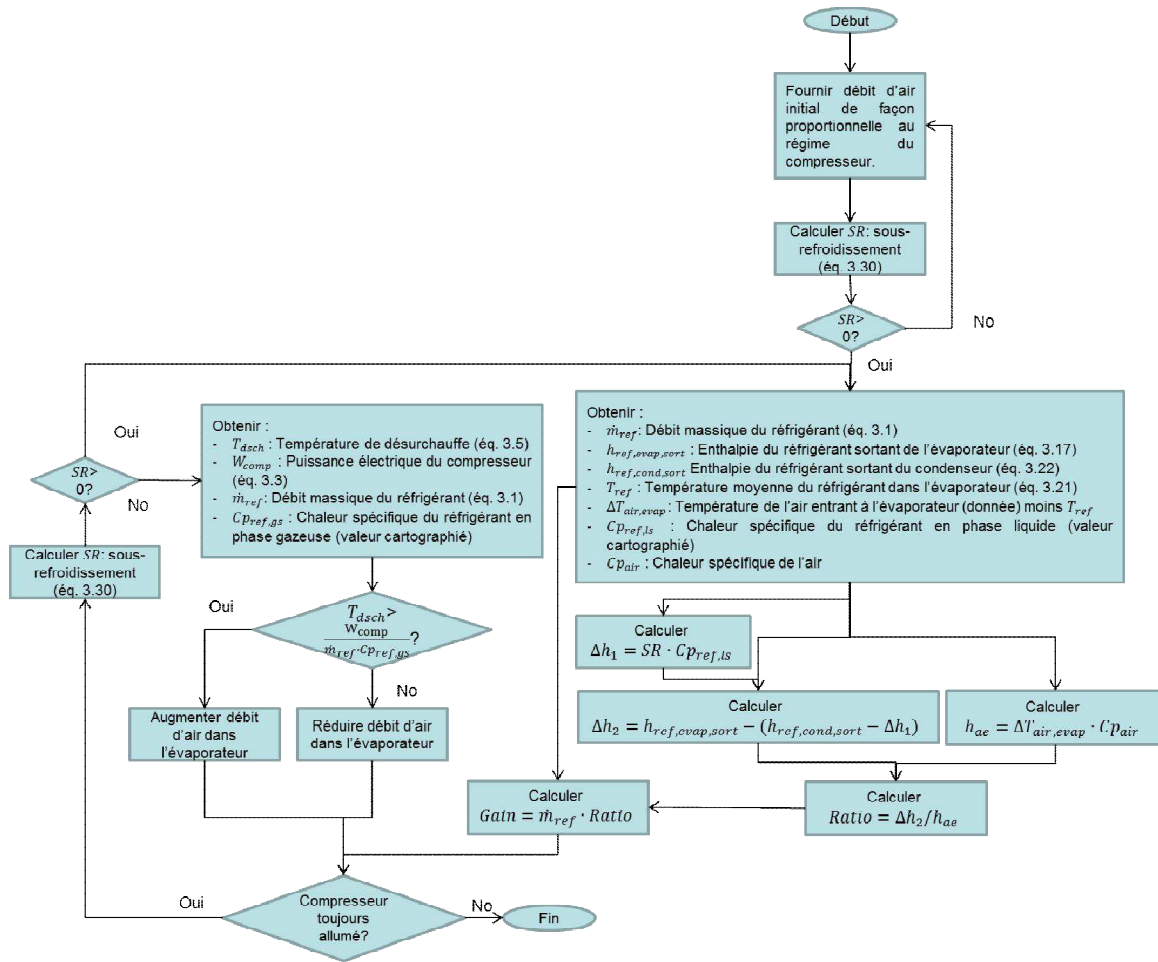


Figure 4.28. Algorithme pour le cas chauffage

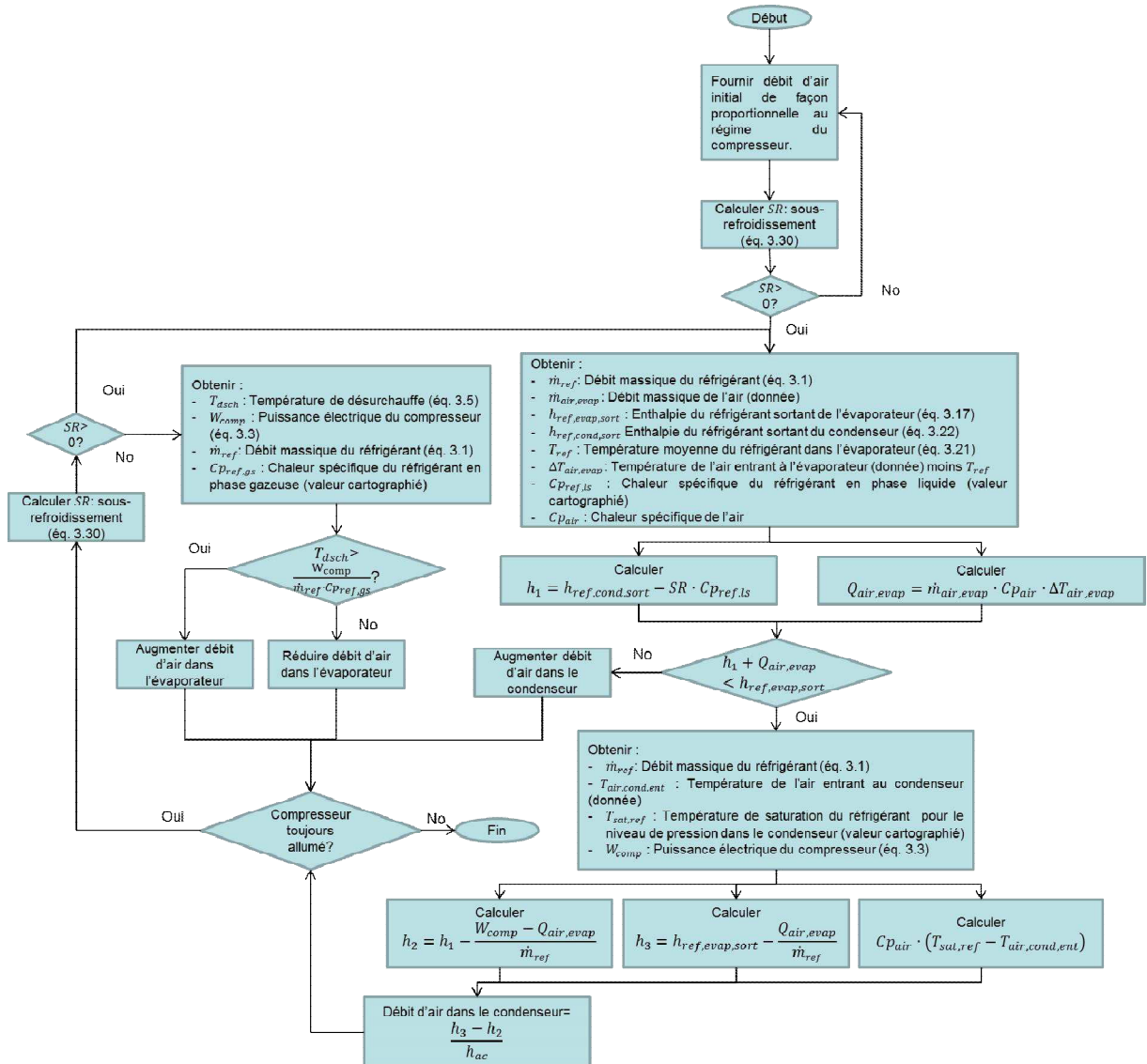


Figure 4.29. Algorithme pour le cas climatisation

Les algorithmes proposés nécessitent de connaître certaines grandeurs qui sont non mesurables pratiquement (les valeurs d'enthalpie par exemple). Néanmoins, nous pouvons estimer ces grandeurs si nous connaissons le niveau de pression en plusieurs points de la boucle⁹⁸.

La valeur de ces grandeurs est obtenue sous les hypothèses de changement de phase (et une surchauffe nulle) dans les échangeurs. De même, nous ne considérons pas de pertes de charges importantes dans le système de manière à simplifier le problème.

C'est ainsi que l'algorithme proposé n'a pas pour but de réduire la surchauffe ni de garantir l'évaporation totale du réfrigérant avant d'entrer au compresseur ; en revanche, il permettra d'exploiter au maximum l'utilisation de l'évaporateur (c'est-à-dire, de transférer le maximum d'énergie de l'air au réfrigérant) tout en minimisant la puissance électrique (en fournissant le débit d'air minimum permettant de ne pas limiter le changement de phase).

La simplification du modèle a exigé également de considérer comme hypothèse que le réfrigérant sort toujours en phase liquide lors de son passage par le condenseur. Toutes ces considérations impliquent que, dans le cas du deuxième algorithme, le sous-refroidissement sera toujours supérieur à 0.

L'idée de piloter le GMV doit donc permettre d'obtenir un fonctionnement restant dans le domaine de validité de ces hypothèses :

- Dans le cas PAC, le GMV est associé à l'évaporateur. Pour assurer la conversion du réfrigérant en phase gazeuse, nous pouvons fournir une vitesse de l'air de sorte que son débit enthalpique assure le changement de phase du réfrigérant.
- Dans le cas climatisation, le GMV est associé au condenseur. Néanmoins, dans cette configuration, nous nous intéressons à la chaleur que l'évaporateur peut prélever de l'air. Le GMV va agir de façon à décaler la différence d'enthalpie dans le condenseur (le point initial d'enthalpie) et ainsi assurer la conversion du réfrigérant en gaz lors de son passage par l'évaporateur.

Il faut noter que modifier le débit massique de l'air entraîne des pertes de charge dans le système plus ou moins importantes selon la sensibilité du système. Pour cette raison, il est recommandé d'effectuer le calcul du débit d'air de façon dynamique.

⁹⁸ Par exemple : il y a une enthalpie associée à chaque valeur de pression pour le réfrigérant en phase liquide, qui est différente de l'enthalpie en phase gazeuse pour la même valeur de pression ; ainsi, si nous avons des valeurs de pression en entrées et sorties de chaque échangeur, nous pouvons déterminer l'enthalpie associée.

5.3 VALIDATION DES ALGORITHMES

A l’aide des modèles développés au chapitre III (plateforme MIL), nous avons validé la stratégie pour le cas Pompe à Chaleur. Ainsi, nous avons pu comparer une commande du GMV classique avec les algorithmes proposés lorsque le véhicule est à l’arrêt.

La Figure 4.30 compare (pour un scénario donné) :

- La commande du GMV constante selon la vitesse du véhicule (à l’arrêt, elle est à sa valeur maximale) ;
- La commande du GMV en utilisant un gain proportionnel au régime compresseur (premier algorithme) ;
- La commande du GMV avec le débit minimal (deuxième algorithme) ;

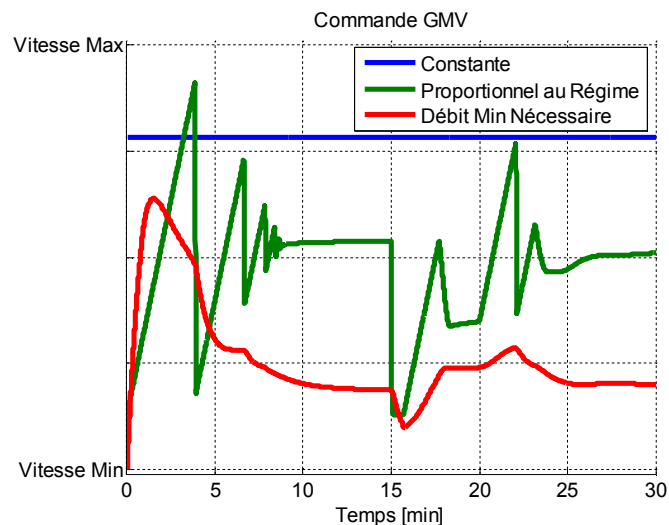
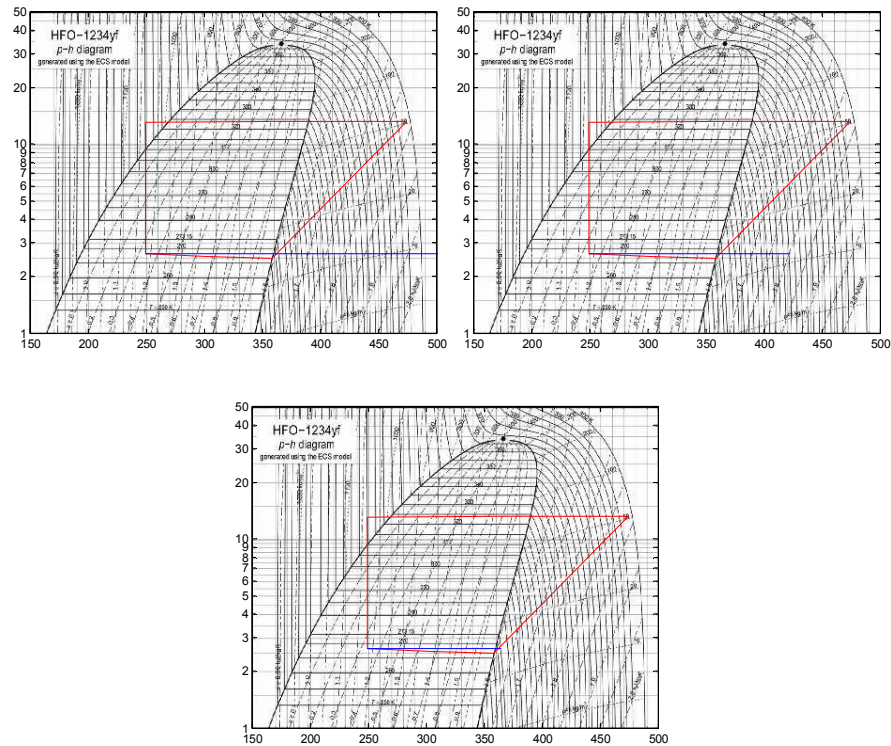


Figure 4.30. Comparaison des débits d’air constant et avec les 2 algorithmes proposés pour le mode pompe à chaleur

D’après la figure 4.30, il semble évident que les 2 propositions d’algorithme permettent d’obtenir une vitesse inférieure à celle du GMV lorsque le véhicule est à l’arrêt, tout en assurant le changement de phase du réfrigérant (Figure 4.31). De plus, si le véhicule n’est pas à l’arrêt, la vitesse demandée au GMV sera davantage réduite. Ainsi, sachant que la puissance électrique consommée est proportionnelle au débit, cet algorithme permet de réduire la consommation énergétique au strict nécessaire.



*Figure 4.31. En rouge, représentation de Molier lorsque le système a été stabilisé.
En bleu, débit enthalpique de l'air
en haut : valeur constante // au centre : Algorithme 1 // en bas : Algorithme 2*

La vitesse du débit d'air étant liée de façon proportionnelle au courant consommé, nous pouvons confirmer que l'algorithme 2 est suffisant pour assurer le bon fonctionnement du système en utilisant le minimum d'énergie électrique possible.

Le premier algorithme est très facile à mettre en œuvre car nous avons besoin uniquement de la connaissance de la commande appliquée au compresseur, et de la vitesse du véhicule.

Le deuxième algorithme est aussi facile à mettre en œuvre, mais nous avons besoin soit de capteurs additionnels permettant d'obtenir certaines valeurs de pression de la boucle réfrigérant, soit de modèles s'exécutant en temps réel fournissant cette information au calculateur. Cependant, cela ne signifie pas nécessairement un coût additionnel car parfois ces capteurs sont disponibles pour réaliser la commande du compresseur.

6 CONCLUSION DU CHAPITRE

Dans ce chapitre nous avons développé une approche de la commande pour une pompe à chaleur. Pour cela, le modèle du chapitre III a été linéarisé autour de certains points de fonctionnement, en permettant ainsi de faire une analyse fréquentielle du système. En utilisant les modèles obtenus, un régulateur PI a été développé pour satisfaire le cahier de charges de la commande du compresseur.

De plus, une structure de commande a été proposée pour gérer les différentes contraintes dans le système. Dans un contexte industriel, l'intérêt de la structure proposée est de pouvoir être facilement paramétrée et réglée. Par ailleurs, les résultats obtenus ont été comparés en remplaçant le correcteur principal (régulateur PI) par un autre régulateur obtenu par optimisation H_∞ et un troisième correcteur d'ordre réduit (dédit d'une simplification de la réponse fréquentielle du deuxième régulateur). D'un point de vue de la boucle de température, les meilleurs résultats ont été obtenus avec le régulateur H_∞ mais le régulateur d'ordre réduit représente un compromis en termes de complexité/performance.

Enfin, deux stratégies ont été proposées également pour piloter le débit d'air dans le GMV afin de maintenir le fonctionnement de la pompe à chaleur dans des conditions facilitant l'évaporation du réfrigérant.

Dans le chapitre suivant, nous allons définir une stratégie permettant d'optimiser le fonctionnement de la pompe à chaleur en présence d'autres actionneurs, de manière à réduire la consommation énergétique, et à garantir le confort thermique des passagers. Pour cela, le modèle du chapitre III, et certains développements de la commande du chapitre IV, seront repris.

Chapitre V. Supervision / Optimisation Energétique

1 INTRODUCTION

Comme il a été indiqué au premier chapitre, une bonne gestion de l'énergie consommée par les différents composants automobiles permet d'augmenter l'autonomie des véhicules électriques. Parmi ces composants, les actionneurs liés au confort thermique représentent l'un des postes de consommation électrique le plus important dans ces véhicules (mise à part la chaîne du groupe motopulseur).

La consommation excessive de tels actionneurs est due (en partie) au fait que cette prestation doit se réaliser de façon continue pendant la conduite. Par ailleurs, il peut aussi être nécessaire de faire appel à des stratégies de pré-conditionnement de l'habitacle qui se réalisent même en l'absence du conducteur à l'intérieur de l'habitacle du véhicule (que celui-ci soit en train de charger sa batterie ou pas).

C'est ainsi que plusieurs constructeurs automobiles et institutions académiques évaluent de nouvelles façons de minimiser l'énergie consommée par cette prestation, par exemple : (Technische Universität München, 2009), (Ansart, 2012), (BMW Group, 2012), (Kwon, Lee, Foster, Kwon, & Shin, 2012). Parmi les solutions proposées, la pompe à chaleur apparaît comme une solution récurrente.

La pompe à chaleur s'avère en fait une solution très intéressante grâce à la possibilité de transférer à l'habitacle une puissance calorifique supérieure à la puissance électrique consommée. Comme indiqué au deuxième chapitre, l'efficacité des pompes à chaleur est mesurée à l'aide du COP.

Néanmoins, le COP d'une pompe à chaleur évolue pendant les phases transitoires du système et est très dépendant des conditions extérieures (pouvant être même inférieur à l'unité). Par ailleurs, sous certaines conditions extérieures, la pompe à chaleur n'est pas capable de fournir la puissance calorifique nécessaire. En conséquence, il convient d'envisager l'utilisation d'actionneurs thermiques permettant d'assister la pompe à chaleur.

Plusieurs actionneurs thermiques peuvent être inclus dans les véhicules pour cet effet, il est donc important d'inclure une couche de supervision permettant de choisir les actionneurs à utiliser. C'est ainsi que, avec pour objectif d'atteindre la plus petite consommation énergétique, le choix de tels actionneurs doit être réalisé par l'intermédiaire d'une phase d'optimisation.

Dans le cadre de cette thèse, nous évaluons l'utilisation d'une pompe à chaleur en présence des CTP⁹⁹ sur l'air. Ces derniers actionneurs ont une dynamique plus rapide que celle de la pompe à chaleur et permettent de disposer de plusieurs niveaux de puissance. De plus, ces actionneurs maintiennent un COP proche de l'unité.

Ce chapitre présente une façon d'aborder le problème d'optimisation de ces actionneurs thermiques. Nous verrons qu'en raison de la complexité du problème, sa résolution doit être effectuée hors-ligne. Toutefois nous proposerons également, suite aux premières analyses, des stratégies pouvant être embarquées dans le véhicule.

2 DEFINITION DU PROBLEME

2.1 OBJECTIF DE LA SUPERVISION

Le problème d'optimisation à résoudre consiste à garantir les demandes de confort thermique provenant du calculateur dédié (CAREG), tout en minimisant l'énergie consommée par les actionneurs associés. Ainsi, en reprenant la consigne de température (sur l'air pour le mode climatisation et sur l'eau pour le mode chauffage) fournie par la CAREG, nous allons déterminer la consigne de température à suivre par la Pompe à Chaleur, ainsi que le niveau de puissance à fournir par les CTP. La structure de régulation et de supervision envisagée est représentée par le schéma de la figure 5.1.

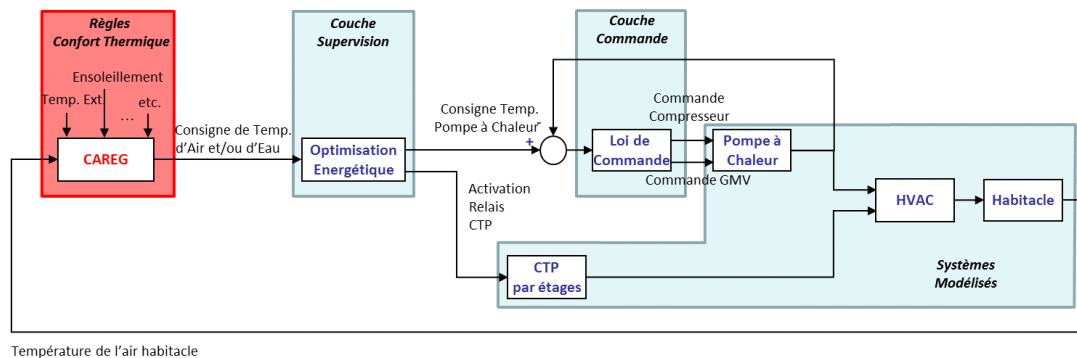


Figure 5.1. Structure de régulation et de supervision

⁹⁹ L'acronyme signifie « Coefficient de Température Positif ».

Une spécificité importante des CTP par rapport à la pompe à chaleur, mis à part le fait que leur performance thermoélectrique est la même quel que soit le point de fonctionnement ¹⁰⁰ (contrairement à la pompe à chaleur), est qu'ils ont une dynamique très rapide (voir instantanée).

Cette réponse rapide correspond à la puissance maximale qu'ils peuvent fournir à l'environnement à un instant donné (leur inertie thermique est presque nulle). Comme expliqué au chapitre III, les CTP étudiés ont sept niveaux discrets de puissance, qui sont commandés par l'ouverture/fermeture de trois relais.

Par ailleurs, il est également nécessaire de considérer la dynamique d'absorption de leur puissance thermique par l'air autour des CTP (c'est-à-dire l'inertie thermique de l'air) tel que cela a été fait dans le cas de la pompe à chaleur.

C'est ainsi que le système global comprenant les actionneurs (pompe à chaleur, CTP) et l'air à l'intérieur de l'HVAC peut être considéré comme un *système à dynamique hybride*. Par cette définition, nous classifions les systèmes incorporant des dynamiques continues et discrètes. En effet, nous pouvons modéliser la pompe à chaleur comme un système continu tandis que l'ensemble des CTP est modélisé comme un système discret. De plus, les deux actionneurs sont couplés à la dynamique (continue) de l'air dans l'HVAC.

2.2 PROBLEMATIQUE HYBRIDE

L'utilisation de modèles pour les systèmes hybrides n'est pas un sujet nouveau dans l'industrie automobile. Ces modèles permettent de combiner les dynamiques continues des systèmes physiques avec les régulateurs discrets qui les accompagnent, ainsi que les règles dans les couches de supervision (Benvenuti, et al., 2009). Même si plusieurs outils existent pour l'analyse de ce type de systèmes, une attention moindre a été donnée à leur optimisation jusqu'à ces dernières années (Lee, 2006).

La principale difficulté liée à l'optimisation des systèmes hybrides, encore appelée « Programmation Mixte en Nombres Entiers », est que la fonction objectif présente des zones non-lisses et des discontinuités, problématique induite par les états discrets, et donc certains algorithmes comme le gradient ne sont pas utilisables. Ainsi, la commande optimale s'est avérée comme une démarche possible pour aborder ce type de problèmes.

¹⁰⁰ Malgré le fait, comme nous le verrons dans la section 3.7.2, qu'une température élevée de l'air peut faire varier la valeur des résistances électriques. Cette variation aura une répercussion sur la puissance électrique que les CTP vont consommer et transformer en puissance thermique.

Par exemple, dans l'industrie automobile, (Granato, 2012) traite la gestion de l'énergie dans les voitures hybrides¹⁰¹ par des techniques de commande optimale déterministes (lorsque les caractéristiques des actions futures sont connues, comme le parcours à réaliser par exemple) et stochastiques (l'information du parcours pouvant être connue mais avec incertitude). En effet, la gestion de l'énergie des voitures pose un problème similaire au notre : optimiser la consommation énergétique de chaque source d'énergie en prenant en compte une structure de modèle hybride (par exemple, pour permettre d'éteindre le moteur secondaire, le moteur à combustion interne, et pour prendre en compte les différentes contraintes en fonction du rapport de vitesse).

Le problème de commande optimale pour les systèmes hybrides peut être résolu par des techniques de Programmation Linéaire (ou Quadratique) Mixte en Nombres Entiers (MILP/MIQP)¹⁰². Ces techniques commencent à être connues et utilisées dans l'industrie grâce aux outils existants, comme la *Hybrid Toolbox* ou la *Multi-Parametric Toolbox* (Kvasnica, Grieder, Baotic, & Morari, 2004) utilisables avec Matlab. La deuxième étant disponible gratuitement, nous l'avons utilisée pour répondre à notre problème d'optimisation hors-ligne.

3 OPTIMISATION HORS-LIGNE

La Multi-Parametric Toolbox (MPT) est un outil développé par l'Ecole Polytechnique Fédérale de Zurich (ETH Zurich). Elle permet d'obtenir des régulateurs (satisfaisant un critère donné) pour des systèmes linéaires, non-linéaires et hybrides avec contraintes.

Elle nécessite la définition d'un modèle affine (qui peut d'ailleurs être affine par morceaux) sous la forme :

$$\mathbf{x}_{n+1} = \mathbf{A}^i \cdot \mathbf{x}_n + \mathbf{B}^i \cdot \mathbf{u}_n + \mathbf{f}^i \quad \text{si} \quad \begin{bmatrix} \mathbf{x}_n \\ \mathbf{u}_n \end{bmatrix} \in \mathcal{D}_i \quad (5.1)$$

où $\mathbf{x}_n \in \mathbb{R}^{n_c} \times \{0,1\}^{n_l}$ représente les états (continus et discrets) à l'instant n , $\mathbf{u} \in \mathbb{R}^{m_c} \times \{0,1\}^{m_l}$ est le vecteur de commande et \mathbf{A}^i , \mathbf{B}^i et \mathbf{f}^i sont des matrices constantes (\mathbf{f}^i est un vecteur de perturbations), et $\{\mathcal{D}_i\}_{i=1}^R$ est un ensemble polytopique¹⁰³ (un seul pour les modèles affines et plusieurs pour les modèles affines par morceaux). L'espace correspondant à chaque polytope est défini tenant compte des contraintes d'état et d'entrée :

¹⁰¹ Les voitures hybrides sont celles qui utilisent deux sources d'énergie différentes.

¹⁰² Pour leurs sigles en anglais : « Mixed-Integer Linear/Quadratic Programming ».

¹⁰³ Un polytope dans \mathbb{R}^n est l'enveloppe convexe d'un nombre fini de points de \mathbb{R}^n .

$$\forall n \in \{1, \dots, N\} \quad \mathbf{E} \cdot \mathbf{x}_n + \mathbf{L} \cdot \mathbf{u}_n \leq \mathbf{M} \quad (5.2)$$

où N est l'horizon pour l'optimisation et les matrices \mathbf{E} , \mathbf{L} et \mathbf{M} permettent de définir les contraintes pour le problème d'optimisation, dont la fonction objectif est :

$$J(\mathbf{U}_N, \mathbf{x}(0)) \triangleq \|\mathbf{P} \cdot \mathbf{x}_N\|_p + \sum_{n=0}^{N-1} (\|\mathbf{Q} \cdot \mathbf{x}_n\|_p + \|\mathbf{R} \cdot \mathbf{u}_n\|_p) \quad (5.3)$$

où $\mathbf{U}_N \triangleq [\mathbf{u}'_0, \dots, \mathbf{u}'_{N-1}]' \in \mathbb{R}^{m_c \cdot N} \times \{0,1\}^{m_l \cdot N}$ est le vecteur des variables à optimiser, \mathbf{P} , \mathbf{Q} et \mathbf{R} des matrices de pondération pour le coût (état) terminal, l'état et la commande respectivement, et $\|\cdot\|_p$ représente la norme p de l'argument à l'intérieur. Le problème est ensuite résolu à l'aide de la programmation multiparamétrique¹⁰⁴.

Ainsi, en fixant la structure du régulateur, le calcul du critère est fait d'une façon similaire à la démarche mise en œuvre en *commande prédictive* (MPC¹⁰⁵) : la valeur optimale de chaque variable (à chaque pas d'échantillonnage) est calculée à partir de l'état actuel, en appliquant uniquement le premier échantillon. Puis, à l'instant suivant, le calcul est réitéré avec l'information actuelle sur l'état, selon le principe de l'horizon glissant.

Le choix d'utiliser la commande prédictive est lié à l'efficacité de cette technique dans l'industrie, particulièrement lorsque l'on veut prendre en compte les contraintes du système (Camacho, 1993). Des exemples d'utilisation dans des contextes similaires à ces travaux de thèse incluent la gestion de l'énergie des véhicules électriques¹⁰⁶, ainsi que la régulation de température dans les bâtiments¹⁰⁷.

De plus, la commande prédictive, à l'aide des algorithmes utilisés par la MPT Toolbox, bénéficie d'une meilleure rapidité du fait que la loi de commande optimale est déterminée de façon explicite par régions, stockée dans une table regroupant l'ensemble des domaines polytopiques de l'espace d'état. L'aspect temps réel se limite alors à la lecture dans la table de la loi de commande correspondant à la région de l'état courant, ce qui permet, sous certaines conditions (par exemple, en utilisant des modèles d'ordre faible), de l'embarquer dans un véhicule¹⁰⁸. Pour cela, il est impératif pour que la commande prédictive fonctionne correctement que le temps de calcul demeure inférieur à un pas d'échantillonnage.

Une fois la fonction objectif calculée, la MPT Toolbox fait appel à des *solveurs* externes pour la technique d'optimisation (usuellement variations de la méthode

¹⁰⁴ Plus de détails sur la solution optimale de la commande par retour d'état pour les normes 1, 2 et ∞ , ainsi que pour la programmation multiparamétrique peut être consultés dans (Borelli, 2003).

¹⁰⁵ Pour le sigle anglais : « Model Predictive Control ».

¹⁰⁶ Par exemple : (Borhan, Vahidi, Phillips, Kuang, Kolmanovsky, & Di Caraino, 2012) et (Halvgaard, Poulsen, Madsen, Jørgensen, & Marra, 2012).

¹⁰⁷ Par exemple : (Morosan, Bourdais, Dumur, & Buisson, 2010) et (Engell, et al., 2009).

¹⁰⁸ (Benvenuti, et al., 2009) cite des cas d'utilisation comme par exemple la commande du groupe moto-propulseur.

Simplexe, utilisant également des algorithmes *Branch & Bound*¹⁰⁹) : CDD, CPLEX, GLK. Par la suite, nous utilisons le solveur CPLEX car il réalise le calcul plus rapidement que les autres avec la même efficacité des résultats obtenus.

La formulation du problème pour son utilisation dans la MPT Toolbox est donnée ci-dessous.

3.1 DOMAINE DE RECHERCHE : CONTRAINTES DE LA COMMANDE ET DE L'ÉTAT DU SYSTEME

Nous rappelons que la pompe à chaleur est soumise aux contraintes suivantes :

- la pression du réfrigérant en entrée du compresseur ($P_{ref,comp,ent}$) doit être supérieure à une valeur minimale (P_{min}) ;
- la pression du réfrigérant en sortie du compresseur ($P_{ref,comp,sort}$) doit être inférieure à une valeur maximale (P_{max}) ;
- le taux (rapport) de compression entre la pression du réfrigérant sortant du compresseur et celle du réfrigérant entrant au compresseur $\frac{P_{ref,comp,sort}}{P_{ref,comp,ent}}$ doit être inférieure à une valeur maximale $\left(\frac{P_{ref,comp,sort}}{P_{ref,comp,ent}}\right)_{max}$;
- le régime du compresseur (ω) doit être borné par une valeur supérieure (ω_{max}) et une valeur inférieure (ω_{min}) ;
- la dérivée du régime du compresseur ($\dot{\omega}$) doit se maintenir en-dessous d'une valeur maximale ($\dot{\omega}_{max}$).

Même si la commande considère ces contraintes, il est important de les prendre en compte dans la définition du problème d'optimisation. En effet, la prise en compte des contraintes pour la résolution du problème d'optimisation permet de limiter le domaine de recherche aux cas faisables (c'est-à-dire dont l'erreur absolue entre la température de consigne de l'eau et la température de l'eau une fois le système stabilisé n'est pas supérieure à 2% de l'échelle de température) par la pompe à chaleur (voir Figure 5.2).

¹⁰⁹ Les algorithmes *Branch & Bound* permettent de rejeter plusieurs solutions (lorsque l'on a des variables entières à optimiser) sans avoir besoin de parcourir tout l'arbre des possibilités. Par exemple, en rejetant les ramifications d'une combinaison dont une valeur s'est montrée infaisable. Pour plus de détails, voir (Olaru, Dumur, Thomas, & Zainea, 2008).

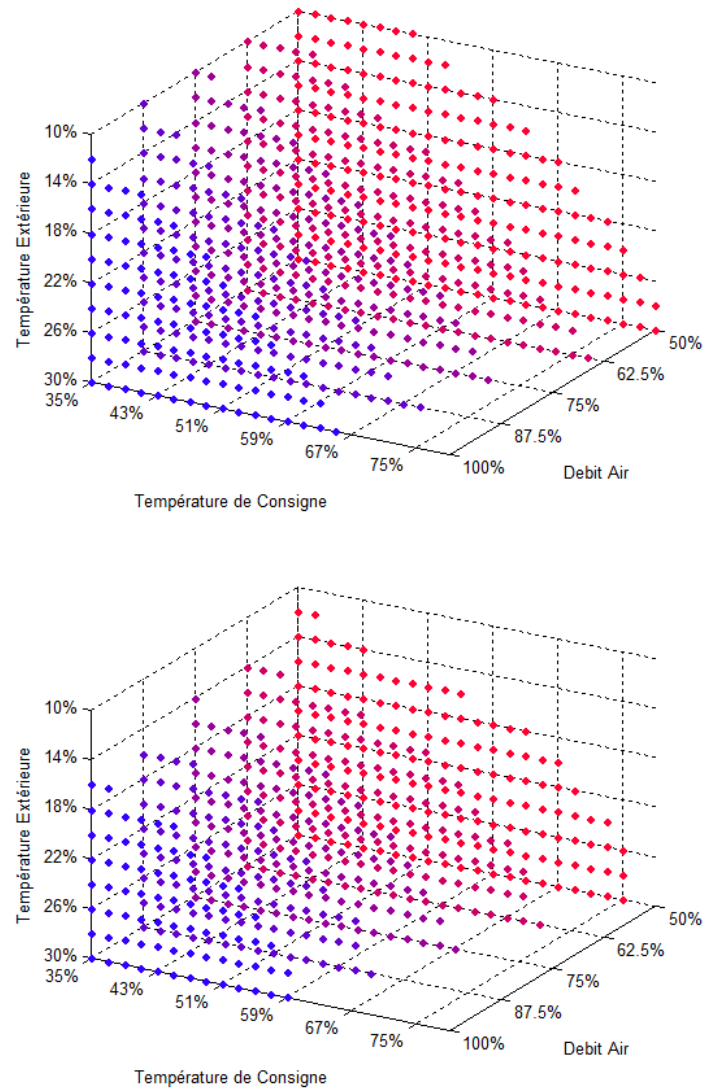


Figure 5.2. En haut, cas faisables en l'absence des contraintes.
En bas, avec la prise en compte des contraintes.
Les différentes couleurs représentent des débits d'air différents.

3.2 HYPOTHESES DE MODELISATION

Pour le modèle d'optimisation, il est nécessaire de considérer certaines hypothèses pour simplifier le modèle, telles que :

- la commande du régime compresseur (ω) correspond à la sortie du régulateur PI développé au chapitre IV (équation 4.5), sans prendre en compte la structure permettant de satisfaire les contraintes¹¹⁰, et est donc décrite par :

$$\omega(p) = K_p \cdot \left(1 + \frac{1}{K_i p}\right) \cdot e(p) \quad (5.4)$$

où K_p est le gain proportionnel, K_i le gain intégral, p la variable de Laplace et e l'erreur entre la consigne de température d'eau ($T_{sp,eau}$) et la température en entrée de l'aérotherme ($T_{eau,aero,ent}$).

- le débit du GMV ($\dot{m}_{air,evap,ent}$) est commandé de façon proportionnelle au régime du compresseur, auquel vient se soustraire le débit d'air induit par la vitesse propre du véhicule ($\dot{m}_{air,vveh}$), ce qui donne la relation suivante :

$$\dot{m}_{air,evap,ent} = \alpha_{opt,1} \cdot \omega - \dot{m}_{air,vveh} \quad (5.5)$$

où $\alpha_{opt,1}$ est un paramètre réglé de façon à assurer l'évaporation totale du réfrigérant dans l'évaporateur. La puissance électrique consommée par cet actionneur (W_{GMV}) est considérée proportionnelle au débit :

$$W_{GMV} = \alpha_{opt,2} \cdot \dot{m}_{air,evap,ent} \quad (5.6)$$

où $\alpha_{opt,2}$ a été identifié à partir d'expériences sur véhicule¹¹¹.

- il n'y a pas de pertes (de pression ou de température) dans le système.

Comme le régulateur PI est une technique de commande très répandue dans l'industrie pour ce type de systèmes, son utilisation pour l'optimisation est justifiée. Même si nous ne considérons pas la structure de commande développée au chapitre IV (pour la prise en compte des contraintes), nous avons indiqué que les contraintes seront cependant incluses dans le problème d'optimisation pour limiter les solutions aux cas faisables. Ainsi, la supervision permettra de déterminer des consignes de confort thermique (par rapport au modèle utilisé), tandis que la

¹¹⁰ Nous avons choisi le PI pour le problème d'optimisation car il reste le type de régulateur le plus utilisé pour commander les pompes à chaleur. Néanmoins, le régulateur d'ordre réduit issu de la synthèse H_∞ pourrait également être inclus ici.

¹¹¹ Comme il a été indiqué aux chapitres précédents, les valeurs des paramètres apparaissant dans ce chapitre restent confidentielles également.

commande permettra d'une part d'assurer le respect des contraintes même si le modèle d'optimisation ne correspond pas parfaitement au vrai système (plateforme de simulation en utilisant le modèle complet, ou les systèmes décrits installés dans un véhicule), d'autre part de suivre la consigne.

Le pilotage du GMV, de façon proportionnelle au régime du compresseur, semble être un choix judicieux également. En effet, même si la deuxième technique proposée (dans la Section 5.2 du quatrième chapitre) permet de diminuer la consommation énergétique, sa modélisation demande l'incorporation d'états additionnels (par exemple, le débit massique du réfrigérant \dot{m}_{ref}), et des contraintes variables (comme les cartographies pression/enthalpie), ce qui va augmenter la complexité du problème. Par exemple, nous aurions besoin d'inclure la contrainte suivante :

$$\dot{m}_{ref} \cdot \frac{h_{gs}(P_{ref,comp,sort}) - h_{ls}(P_{ref,comp,ent})}{Cp_{air} \cdot (T_{ext} - T_{sat}(P_{ref,comp,ent}))} \leq \alpha_{opt,1bis} \cdot \omega - \dot{m}_{air,vveh} \quad (5.7)$$

où h_{gs} et h_{ls} sont les cartographies pression-enthalpie (en phase gaz et liquide saturés respectivement), Cp_{air} est la chaleur spécifique de l'air à pression constante, T_{ext} est la température extérieure, $P_{ref,comp,sort}$ et $P_{ref,comp,ent}$ la pression du réfrigérant en entrée et sortie du compresseur et T_{sat} la cartographie pression-température de saturation. Cette contrainte permettrait donc de fournir une valeur différente pour $\alpha_{opt,1bis}$ à chaque pas de temps. Enfin, même si les cartographies peuvent être ramenées à des fonctions linéaires à la pression, la contrainte reste non-linéaire et difficile à mettre en œuvre dans la MPT Toolbox. En conséquence, l'hypothèse du pilotage du GMV de façon proportionnelle au régime du compresseur est préférée.

3.3 MODELISATION SIMPLIFIEE

3.3.1 MODELISATION EN TEMPS CONTINU

3.3.1.1 POMPE A CHALEUR

Alors que le modèle développé au chapitre III est assez simple pour la validation des lois de commande, il reste encore trop complexe pour l'incorporer dans le problème d'optimisation. En effet, le grand nombre d'opérations et itérations à réaliser pour

l'algorithme d'optimisation augmentera considérablement le temps nécessaire pour converger vers une solution.

En revanche, le modèle linéarisé présenté au chapitre IV pour synthétiser les lois de commande reste assez simple. Néanmoins, il manque de précision lorsque l'on s'éloigne des points de fonctionnement pour lesquels il a été linéarisé.

Pour cela, de nouveaux modèles sont proposés par la suite. En commande prédictive, les modèles linéaires sont préférés, car plus simples, à condition que le système fonctionne autour d'un point de fonctionnement unique (Leducq, Guilpart, & Trystram, 2006). Dans le cas considéré, une représentation linéaire par morceaux est retenue avec des dynamiques du premier ordre (dont les paramètres seront identifiés pour chaque point de fonctionnement) pour modéliser la pompe à chaleur, en utilisant comme entrée le régime du compresseur.

De façon similaire à la commande, ce modèle doit permettre d'obtenir la température de l'eau en entrée de l'aérotherme ($T_{eau,aero,ent}$). En effet, cette température nous permettra, à l'aide d'un calcul simple, de définir la puissance thermique que la pompe à chaleur peut fournir. Ainsi, cette température peut être retrouvée par la relation :

$$T_{eau,aero,ent} = \frac{K_{opt,1}}{\tau_{opt,1} \cdot p+1} \cdot \omega \quad (5.8)$$

où $K_{opt,1}$ et $\tau_{opt,1}$ sont des paramètres (gain, constante de temps) identifiés à l'aide du modèle complet.

Des variables supplémentaires seront nécessaires pour définir le modèle. Par exemple, la puissance électrique du compresseur (W_{comp}) est nécessaire car nous voulons minimiser l'énergie totale consommée par les actionneurs. Pour cette grandeur, nous reprenons l'équation empirique 3.3.

Enfin, les contraintes sont également à prendre en compte par le problème d'optimisation. Ainsi, il est nécessaire de connaître la pression en entrée et sortie du compresseur ($P_{ref,comp,ent}$ et $P_{ref,comp,sort}$), ainsi que la commande du compresseur (ω) et sa dérivée ($\dot{\omega}$).

D'après les Figures 3.26 et 3.28 du chapitre III, nous pouvons observer que, pour les deux valeurs de pression, un décalage apparaît dès l'initialisation du système. Nous avons confirmé que ce décalage est lié à la température extérieure car c'est la température à laquelle le réfrigérant est stabilisé au début des essais. Plus particulièrement, cette valeur correspond à la valeur de pression de saturation pour

la température extérieure¹¹² (P_{sat}) et est donc sa valeur d'équilibre. C'est ainsi que les équations simplifiées permettant d'obtenir les pressions, en entrée et sortie du compresseur, sont :

$$P_{ref,comp,ent} = P_{sat}(T_{ext}) - \frac{K_{opt,2}}{\tau_{opt,2} \cdot p+1} \cdot \omega \quad (5.9)$$

$$P_{ref,comp,sort} = P_{sat}(T_{ext}) + \frac{K_{opt,3}}{\tau_{opt,3} \cdot p+1} \cdot \omega \quad (5.10)$$

où $K_{opt,2}$, $K_{opt,3}$, $\tau_{opt,2}$ et $\tau_{opt,3}$ sont des paramètres (gains, constantes de temps) identifiés à l'aide du modèle complet.

Pour conserver une structure d'une fonction de transfert monovariante, nous pouvons réaliser un changement de variable dans ces deux équations :

$$P_{ref,comp,ent}^* = P_{ref,comp,ent} - P_{sat}(T_{ext}) = \frac{-K_{opt,2}}{\tau_{opt,2} \cdot p+1} \cdot \omega \quad (5.11)$$

$$P_{ref,comp,sort}^* = P_{ref,comp,sort} - P_{sat}(T_{ext}) = \frac{K_{opt,3}}{\tau_{opt,3} \cdot p+1} \cdot \omega \quad (5.12)$$

Néanmoins, le taux de compression est calculé à partir des vraies valeurs de pression $P_{ref,comp,ent}$ et $P_{ref,comp,sort}$. Cela peut s'écrire sous la forme :

$$\frac{P_{ref,comp,sort}}{P_{ref,comp,ent}} = \frac{P_{sat}(T_{ext}) - \frac{K_{opt,3}}{\tau_{opt,3} \cdot p+1} \omega}{P_{sat}(T_{ext}) + \frac{K_{opt,2}}{\tau_{opt,2} \cdot p+1} \omega} \quad (5.13)$$

qui n'est pas une fonction affine et donc ne peut pas être incorporée dans la MPT Toolbox. Ainsi, pour simplifier, nous allons modéliser ce rapport par une dynamique du premier ordre. Tout comme pour les pressions, un décalage apparaît (sa valeur d'équilibre), ayant une valeur unitaire (qui correspond à la valeur de l'équation 5.13 lorsque le système est en régime permanent avec une vitesse nulle du compresseur).

$$\frac{P_{ref,comp,sort}}{P_{ref,comp,ent}} = \frac{K_{opt,4}}{\tau_{opt,4} \cdot p+1} \cdot \omega + 1 \quad (5.14)$$

où $K_{opt,4}$ et $\tau_{opt,4}$ sont des paramètres (gain, constante de temps) identifiés à l'aide du modèle complet.

Et en effectuant à nouveau un changement de variable on obtient :

$$\left(\frac{P_{ref,comp,sort}}{P_{ref,comp,ent}} \right)^* = \frac{P_{ref,comp,sort}}{P_{ref,comp,ent}} - 1 = \frac{K_{opt,4}}{\tau_{opt,4} \cdot p+1} \cdot \omega \quad (5.15)$$

¹¹² Ce qui peut être confirmé en analysant les essais d'identification : la pression initiale a une valeur plus élevée dans les essais de climatisation que dans ceux de chauffage (et évidemment, la température extérieure est supérieure dans les cas de climatisation).

Enfin le régime du compresseur, ω , peut être retrouvé à l'aide de l'équation 5.4. Le modèle de la pompe à chaleur est maintenant représenté par le schéma de la Figure 5.3.

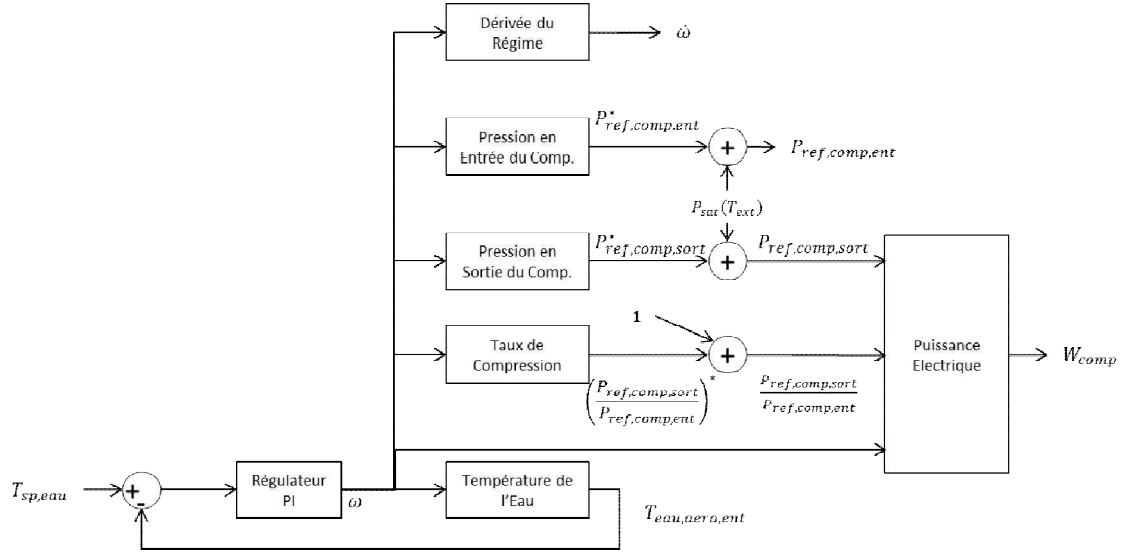


Figure 5.3. Schéma représentatif du modèle de la Pompe à Chaleur pour l'optimisation. Ce modèle a comme entrée la consigne de température de l'eau (qui sera obtenue par l'optimisation).

3.3.1.2 CTP

Comme indiquée au Chapitre III, l'activation indépendante des trois relais de commande permet à ces actionneurs de fournir sept niveaux de puissance. Ces niveaux peuvent être modélisés comme la somme linéaire du niveau de puissance¹¹³ que l'on peut atteindre en activant chaque relais, c'est-à-dire :

$$W_{CTP} = W_{CTP_1} \cdot \mathbf{u}_{CTP_1} + W_{CTP_2} \cdot \mathbf{u}_{CTP_2} + W_{CTP_3} \cdot \mathbf{u}_{CTP_3} \quad (5.16)$$

où \mathbf{u}_{CTP_1} , \mathbf{u}_{CTP_2} et \mathbf{u}_{CTP_3} sont des entrées binaires et W_{CTP_x} leur niveau de puissance associé.

¹¹³ Comme repère, $W_{CTP_2} = (7/3) \cdot W_{CTP_1}$ et $W_{CTP_3} = (8/3) \cdot W_{CTP_1}$.

3.3.1.3 HVAC

L'HVAC permet de relier les modèles précédents en faisant le bilan d'énergie sur l'air. Ainsi, la puissance thermique de la pompe à chaleur (ou bien de l'aérotherme qui l'intègre, Q_{aero}) peut être obtenue à l'aide de l'équation 3.13 tandis que celle des CTP (Q_{CTP}) par l'équation 3.39.

Ensuite, la température de l'air dans les aérateurs ($T_{air,aer}$) peut être retrouvée en définissant le bilan thermique :

$$T_{air,aer} = \left(T_{air,aero,ent} + \frac{Q_{aero} + Q_{CTP}}{C_{air}} \right) \cdot \frac{1}{\tau_{opt,5} \cdot p + 1} \quad (5.17)$$

où C_{air} est la capacité thermique de l'air et la dynamique du premier ordre (de constante de temps $\tau_{opt,5}$) permet de représenter l'inertie thermique du volume d'air à réchauffer. De même, nous considérons qu'il n'y a pas de recyclage d'air, et donc la température de l'air qui entre à l'aérotherme ($T_{air,aero,ent}$) est égale à la température de l'air extérieur ($T_{air,ext}$).

3.3.2 MODELISATION EN TEMPS DISCRET

La commande prédictive requiert un modèle à temps discret. De plus, la MPT Toolbox requiert qu'un tel modèle soit décrit sous la forme d'une représentation d'état. Les entrées de ce modèle correspondent aux variables issues de l'optimisation, c'est-à-dire :

$$\mathbf{u}_{opt,1} : T_{sp,eau}$$

$$\mathbf{u}_{opt,2} : \mathbf{u}_{CTP_1}$$

$$\mathbf{u}_{opt,3} : \mathbf{u}_{CTP_2}$$

$$\mathbf{u}_{opt,4} : \mathbf{u}_{CTP_3}$$

Pour définir les états, nous avons fait appel à différentes grandeurs du modèle à temps continu. Ainsi, la majorité des équations présentées ci-dessus ont été reprises et discrétisées par la transformation homographique (de façon similaire à ce qui avait été fait pour discrétiser la loi de commande).

De cette manière, nous définissons les premiers états du modèle pour l'optimisation par les versions discrètes des équations 5.8, 5.11, 5.12 et 5.15 :

$\mathbf{x}_{opt,1_n}$:

$$T_{eau,aero,ent_n} = \frac{K_{opt,1} \cdot t_{sam}}{2 \cdot \tau_{opt,1} + t_{sam}} \cdot \omega_n + \frac{K_{opt,1} \cdot t_{sam}}{2 \cdot \tau_{opt,1} + t_{sam}} \cdot \omega_{n-1} + \frac{2 \cdot \tau_{opt,1} - t_{sam}}{2 \cdot \tau_{opt,1} + t_{sam}} \cdot T_{eau,aero,ent_{n-1}} \quad (5.18)$$

$\mathbf{x}_{opt,2_n}$:

$$P_{ref,comp,ent_n}^* = \frac{-K_{opt,2} \cdot t_{sam}}{2 \cdot \tau_{opt,2} + t_{sam}} \cdot \omega_n + \frac{-K_{opt,2} \cdot t_{sam}}{2 \cdot \tau_{opt,2} + t_{sam}} \cdot \omega_{n-1} + \frac{2 \cdot \tau_{opt,2} - t_{sam}}{2 \cdot \tau_{opt,2} + t_{sam}} \cdot P_{ref,comp,ent_{n-1}}^* \quad (5.19)$$

$\mathbf{x}_{opt,3_n}$:

$$P_{ref,comp,sort_n}^* = \frac{K_{opt,3} \cdot t_{sam}}{2 \cdot \tau_{opt,3} + t_{sam}} \cdot \omega_n + \frac{K_{opt,3} \cdot t_{sam}}{2 \cdot \tau_{opt,3} + t_{sam}} \cdot \omega_{n-1} + \frac{2 \cdot \tau_{opt,3} - t_{sam}}{2 \cdot \tau_{opt,3} + t_{sam}} \cdot P_{ref,comp,sort_{n-1}}^* \quad (5.20)$$

$\mathbf{x}_{opt,4_n}$:

$$\left(\frac{P_{ref,comp,sort}}{P_{ref,comp,ent}} \right)_n^* = \frac{K_{opt,4} \cdot t_{sam}}{2 \cdot \tau_{opt,4} + t_{sam}} \cdot \omega_n + \frac{K_{opt,4} \cdot t_{sam}}{2 \cdot \tau_{opt,4} + t_{sam}} \cdot \omega_{n-1} + \frac{2 \cdot \tau_{opt,4} - t_{sam}}{2 \cdot \tau_{opt,4} + t_{sam}} \cdot \left(\frac{P_{ref,comp,sort}}{P_{ref,comp,ent}} \right)_{n-1}^* \quad (5.21)$$

où t_{sam} est la période d'échantillonnage et n est l'instant courant du temps. Le régime du compresseur peut être obtenu en discrétisant le correcteur PI (équation 5.4) :

$$\mathbf{x}_{opt,5_n} : \quad \omega_n = K_p \cdot \frac{t_{sam} + 2 \cdot K_i}{2 \cdot K_i} \cdot e_n + K_p \cdot \frac{t_{sam} + 2 \cdot K_i}{2 \cdot K_i} \cdot e_{n-1} + \omega_{n-1} \quad (5.22)$$

où e est l'erreur entre la température de consigne pour la pompe à chaleur ($T_{sp,eau}$) et la température de l'eau entrant à l'aérotherme ($T_{eau,aero,ent}$). La valeur de l'erreur à l'instant $n - 1$ étant nécessaire, nous pouvons définir un état additionnel à incorporer à la représentation d'état :

$$\mathbf{x}_{6,opt_n} : \quad e_n = T_{sp,eau_n} - T_{eau,aero,ent_n} \quad (5.23)$$

Les équations (5.18-5.23) étant interdépendantes¹¹⁴, nous pouvons les reformuler de la façon suivante :

¹¹⁴ En effet, le régime compresseur et la température de l'eau sont en boucle fermée alors que les états 2 à 4 sont en boucle ouverte avec le régime compresseur.

Il est également nécessaire de modéliser l'évolution de la dérivée du régime compresseur car cette grandeur est aussi bornée et à inclure dans les contraintes. En revanche, la transformation homographique ne permet pas de bien la modéliser : les tracés de la Figure 5.4 (à gauche) montrent que, pour une entrée échelon en prenant la fonction de transfert entre le régime et l'erreur, l'utilisation d'une transformation homographique permet de représenter le régime avec une erreur faible. En revanche, elle produit des fortes oscillations sur sa dérivée (Figure 5.4 à droite).

Même si la valeur moyenne des oscillations se rapproche de la valeur continue, cette transformation ne permettra pas d'identifier avec précision les dépassements de la contrainte sur la dérivée du régime. Pour cette raison, la transformation d'Euler est préférée pour cette grandeur.

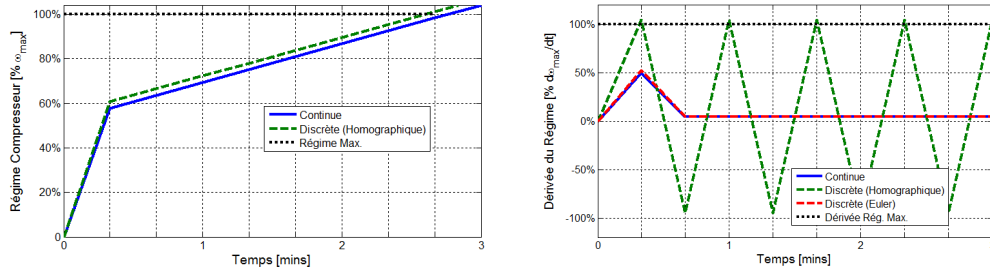


Figure 5.4. La transformation homographique permet d'avoir une erreur acceptable pour représenter le régime du compresseur (à gauche) alors que sa dérivée (à droite) est mieux représentée avec la transformation d'Euler.

Ainsi, nous modélisons (en temps discret) la dérivée du régime ($\dot{\omega}$) sous la forme :

$$\begin{aligned}
 \mathbf{x}_{\text{opt},7n} = & \frac{1}{t_{\text{sam}}} \cdot \frac{-\mathbf{K}_p \cdot (t_{\text{sam}} + 2 \cdot \mathbf{K}_i) \cdot (2 \cdot \tau_{\text{opt},1} - t_{\text{sam}})}{2 \cdot \mathbf{K}_i \cdot (2 \cdot \tau_{\text{opt},1} + t_{\text{sam}}) + \mathbf{K}_p \cdot \mathbf{K}_{\text{opt},1} \cdot t_{\text{sam}} \cdot (t_{\text{sam}} + 2 \cdot \mathbf{K}_i)} \cdot \mathbf{x}_{\text{opt},1n-1} + \\
 & + \frac{1}{t_{\text{sam}}} \cdot \left(\frac{2 \cdot \mathbf{K}_i \cdot (2 \cdot \tau_{\text{opt},1} + t_{\text{sam}}) - \mathbf{K}_p \cdot \mathbf{K}_{\text{opt},1} \cdot t_{\text{sam}} \cdot (t_{\text{sam}} + 2 \cdot \mathbf{K}_i)}{2 \cdot \mathbf{K}_i \cdot (2 \cdot \tau_{\text{opt},1} + t_{\text{sam}}) + \mathbf{K}_p \cdot \mathbf{K}_{\text{opt},1} \cdot t_{\text{sam}} \cdot (t_{\text{sam}} + 2 \cdot \mathbf{K}_i)} - 1 \right) \cdot \mathbf{x}_{\text{opt},5n-1} + \\
 & + \frac{1}{t_{\text{sam}}} \cdot \frac{\mathbf{K}_p \cdot (2 \cdot \tau_{\text{opt},1} + t_{\text{sam}}) \cdot (t_{\text{sam}} + 2 \cdot \mathbf{K}_i)}{2 \cdot \mathbf{K}_i \cdot (2 \cdot \tau_{\text{opt},1} + t_{\text{sam}}) + \mathbf{K}_p \cdot \mathbf{K}_{\text{opt},1} \cdot t_{\text{sam}} \cdot (t_{\text{sam}} + 2 \cdot \mathbf{K}_i)} \cdot \mathbf{x}_{\text{opt},6n-1} + \\
 & + \frac{1}{t_{\text{sam}}} \cdot \frac{\mathbf{K}_p \cdot (2 \cdot \tau_{\text{opt},1} + t_{\text{sam}}) \cdot (t_{\text{sam}} + 2 \cdot \mathbf{K}_i)}{2 \cdot \mathbf{K}_i \cdot (2 \cdot \tau_{\text{opt},1} + t_{\text{sam}}) + \mathbf{K}_p \cdot \mathbf{K}_{\text{opt},1} \cdot t_{\text{sam}} \cdot (t_{\text{sam}} + 2 \cdot \mathbf{K}_i)} \cdot \mathbf{u}_{\text{opt},1n-1}
 \end{aligned} \tag{5.30}$$

Comme nous nous intéressons à réduire l'erreur entre la consigne de température ($T_{sp,air}$) et la température de l'air dans les aérateurs, il est nécessaire de discrétiser également l'équation 5.17 (dans la suite, nous reprenons la transformation homographique).

$$T_{air,aer_n} = \frac{t_{sam}}{2 \cdot \tau_{opt,5} + t_{sam}} \cdot \left(T_{air,aero,ent_n} + \frac{Q_{aero_n} + Q_{CTP_n}}{C_{air}} + T_{air,aero,ent_{n-1}} + \frac{Q_{aero_{n-1}} + Q_{CTP_{n-1}}}{C_{air}} \right) + \frac{2 \cdot \tau_{opt,5} - t_{sam}}{2 \cdot \tau_{opt,5} + t_{sam}} \cdot T_{air,aer_{n-1}} \quad (5.31)$$

Pour simplifier, nous regroupons certains des termes dans un état « mémoire ». Ainsi, à l'aide des équations (3.10, 3.39), l'équation 5.31 peut être maintenant décrite par les états :

$$\begin{aligned} \mathbf{x}_{opt,8_n} = & \frac{t_{sam}}{2 \cdot \tau_{opt,5} + t_{sam}} \cdot \left(1 - \frac{C_{min(eau; air)}}{C_{air}} \right) \cdot T_{air,aero,ent_n} + \\ & + \frac{t_{sam}}{2 \cdot \tau_{opt,5} + t_{sam}} \cdot \frac{C_{min(eau; air)}}{C_{air}} \cdot \\ & \left(\frac{K_{opt,1} \cdot t_{sam}}{2 \cdot \tau_{opt,1} + t_{sam}} \cdot \left(\frac{-K_p \cdot (t_{sam} + 2 \cdot K_i) \cdot (2 \cdot \tau_{opt,1} - t_{sam})}{2 \cdot K_i \cdot (2 \cdot \tau_{opt,1} + t_{sam}) + K_p \cdot K_{opt,1} \cdot t_{sam} \cdot (t_{sam} + 2 \cdot K_i)} + 1 \right) + \frac{2 \cdot \tau_{opt,1} - t_{sam}}{2 \cdot \tau_{opt,1} + t_{sam}} \right) \cdot \mathbf{x}_{opt,1_{n-1}} + \\ & + \frac{t_{sam}}{2 \cdot \tau_{opt,5} + t_{sam}} \cdot \frac{C_{min(eau; air)}}{C_{air}} \cdot \frac{K_{opt,1} \cdot t_{sam}}{2 \cdot \tau_{opt,1} + t_{sam}} \cdot \left(\frac{2 \cdot K_i \cdot (2 \cdot \tau_{opt,1} + t_{sam}) - K_p \cdot K_{opt,1} \cdot t_{sam} \cdot (t_{sam} + 2 \cdot K_i)}{2 \cdot K_i \cdot (2 \cdot \tau_{opt,1} + t_{sam}) + K_p \cdot K_{opt,1} \cdot t_{sam} \cdot (t_{sam} + 2 \cdot K_i)} + 1 \right) \cdot \\ & \mathbf{x}_{opt,5_{n-1}} + \\ & + \frac{t_{sam}}{2 \cdot \tau_{opt,5} + t_{sam}} \cdot \frac{C_{min(eau; air)}}{C_{air}} \cdot \frac{K_{opt,1} \cdot t_{sam}}{2 \cdot \tau_{opt,1} + t_{sam}} \cdot \frac{K_p \cdot (2 \cdot \tau_{opt,1} + t_{sam}) \cdot (t_{sam} + 2 \cdot K_i)}{2 \cdot K_i \cdot (2 \cdot \tau_{opt,1} + t_{sam}) + K_p \cdot K_{opt,1} \cdot t_{sam} \cdot (t_{sam} + 2 \cdot K_i)} \cdot \\ \mathbf{x}_{opt,6_{n-1}} + \\ & + \frac{2 \cdot \tau_{opt,5} - t_{sam}}{2 \cdot \tau_{opt,5} + t_{sam}} \cdot \mathbf{x}_{opt,8_{n-1}} + \frac{t_{sam}}{2 \cdot \tau_{opt,5} + t_{sam}} \cdot \mathbf{x}_{opt,9_{n-1}} + \\ & + \frac{t_{sam}}{2 \cdot \tau_{opt,5} + t_{sam}} \cdot \frac{C_{min(eau; air)}}{C_{air}} \cdot \frac{K_{opt,1} \cdot t_{sam}}{2 \cdot \tau_{opt,1} + t_{sam}} \cdot \frac{K_p \cdot (2 \cdot \tau_{opt,1} + t_{sam}) \cdot (t_{sam} + 2 \cdot K_i)}{2 \cdot K_i \cdot (2 \cdot \tau_{opt,1} + t_{sam}) + K_p \cdot K_{opt,1} \cdot t_{sam} \cdot (t_{sam} + 2 \cdot K_i)} \cdot \\ \mathbf{u}_{opt,1_{n-1}} + \\ & + \frac{t_{sam}}{2 \cdot \tau_{opt,5} + t_{sam}} \cdot \frac{W_{CTP1}}{C_{air}} \cdot \mathbf{u}_{opt,2_{n-1}} + \frac{t_{sam}}{2 \cdot \tau_{opt,5} + t_{sam}} \cdot \frac{W_{CTP2}}{C_{air}} \cdot \mathbf{u}_{opt,3_{n-1}} + \\ & + \frac{t_{sam}}{2 \cdot \tau_{opt,5} + t_{sam}} \cdot \frac{W_{CTP3}}{C_{air}} \cdot \mathbf{u}_{opt,4_{n-1}} \end{aligned} \quad (5.32)$$

$$\begin{aligned}
 \mathbf{x}_{opt,9_n} = & \left(1 - \frac{C_{min(eau; air)}}{C_{air}}\right) \cdot T_{air,aero,ent_n} + \\
 & + \frac{C_{min(eau; air)}}{C_{air}} \cdot \left(\frac{\mathbf{K}_{opt,1} \cdot t_{sam}}{2 \cdot \tau_{opt,1} + t_{sam}} \cdot \left(\frac{-\mathbf{K}_p \cdot (t_{sam} + 2 \cdot \mathbf{K}_i) \cdot (2 \cdot \tau_{opt,1} - t_{sam})}{2 \cdot \mathbf{K}_i \cdot (2 \cdot \tau_{opt,1} + t_{sam}) + \mathbf{K}_p \cdot \mathbf{K}_{opt,1} \cdot t_{sam} \cdot (t_{sam} + 2 \cdot \mathbf{K}_i)} + 1 \right) + \frac{2 \cdot \tau_{opt,1} - t_{sam}}{2 \cdot \tau_{opt,1} + t_{sam}} \right) \cdot \\
 & \mathbf{x}_{opt,1_{n-1}} + \\
 & + \frac{C_{min(eau; air)}}{C_{air}} \cdot \frac{\mathbf{K}_{opt,1} \cdot t_{sam}}{2 \cdot \tau_{opt,1} + t_{sam}} \cdot \left(\frac{2 \cdot \mathbf{K}_i \cdot (2 \cdot \tau_{opt,1} + t_{sam}) - \mathbf{K}_p \cdot \mathbf{K}_{opt,1} \cdot t_{sam} \cdot (t_{sam} + 2 \cdot \mathbf{K}_i)}{2 \cdot \mathbf{K}_i \cdot (2 \cdot \tau_{opt,1} + t_{sam}) + \mathbf{K}_p \cdot \mathbf{K}_{opt,1} \cdot t_{sam} \cdot (t_{sam} + 2 \cdot \mathbf{K}_i)} + 1 \right) \cdot \mathbf{x}_{opt,5_{n-1}} + \\
 & + \frac{C_{min(eau; air)}}{C_{air}} \cdot \frac{\mathbf{K}_{opt,1} \cdot t_{sam}}{2 \cdot \tau_{opt,1} + t_{sam}} \cdot \frac{\mathbf{K}_p \cdot (2 \cdot \tau_{opt,1} + t_{sam}) \cdot (t_{sam} + 2 \cdot \mathbf{K}_i)}{2 \cdot \mathbf{K}_i \cdot (2 \cdot \tau_{opt,1} + t_{sam}) + \mathbf{K}_p \cdot \mathbf{K}_{opt,1} \cdot t_{sam} \cdot (t_{sam} + 2 \cdot \mathbf{K}_i)} \cdot \mathbf{x}_{opt,6_{n-1}} + \\
 & + \frac{C_{min(eau; air)}}{C_{air}} \cdot \frac{\mathbf{K}_{opt,1} \cdot t_{sam}}{2 \cdot \tau_{opt,1} + t_{sam}} \cdot \frac{\mathbf{K}_p \cdot (2 \cdot \tau_{opt,1} + t_{sam}) \cdot (t_{sam} + 2 \cdot \mathbf{K}_i)}{2 \cdot \mathbf{K}_i \cdot (2 \cdot \tau_{opt,1} + t_{sam}) + \mathbf{K}_p \cdot \mathbf{K}_{opt,1} \cdot t_{sam} \cdot (t_{sam} + 2 \cdot \mathbf{K}_i)} \cdot \mathbf{u}_{opt,1_{n-1}} + \\
 & + \frac{W_{CTP_1}}{C_{air}} \cdot \mathbf{u}_{opt,2_{n-1}} + \frac{W_{CTP_2}}{C_{air}} \cdot \mathbf{u}_{opt,3_{n-1}} + \frac{W_{CTP_3}}{C_{air}} \cdot \mathbf{u}_{opt,4_{n-1}} \quad (5.33)
 \end{aligned}$$

Nous rappelons que la température de l'air en entrée de l'aérotherme ($T_{air,aero,ent}$) est considérée égale à la température extérieure ($T_{air,ext}$) et donc représente une perturbation constante dans la représentation d'état.

Enfin, un dernier état nous permettra de déterminer la puissance électrique instantanée consommée par l'ensemble des actionneurs. Cette puissance est donnée par :

$$W_{total} = W_{comp} + W_{GMV} + W_{CTP} \quad (5.34)$$

où W_{comp} est la puissance électrique du compresseur (équation 3.3), W_{GMV} celle du GMV (équation 5.6) et W_{CTP} celle des CTP (équation 5.16).

Ce dernier état peut donc être formulé de la façon suivante :

$$\begin{aligned}
 \mathbf{x}_{opt,10_n} = & \alpha_6 \cdot \mathbf{x}_{opt,3_n} + \alpha_7 \cdot \mathbf{x}_{opt,4_n} + (\alpha_5 + \alpha_{opt,2} \cdot \alpha_{opt,1}) \cdot \mathbf{x}_{opt,5_n} + \\
 & + W_{CTP_1} \cdot \mathbf{u}_{opt,2_n} + W_{CTP_2} \cdot \mathbf{u}_{opt,3_n} + W_{CTP_3} \cdot \mathbf{u}_{opt,4_n} - \alpha_{opt,2} \cdot v_{veh} \quad (5.35)
 \end{aligned}$$

Comme cette équation nécessite la connaissance des états à l'instant n , nous pouvons la récrire comme suit :

$$\begin{aligned}
 & \mathbf{x}_{opt,10_n} = \\
 & \left(\alpha_6 \cdot \frac{\mathbf{K}_{opt,3} \cdot t_{sam}}{2 \cdot \tau_{opt,3} + t_{sam}} + \alpha_7 \cdot \frac{\mathbf{K}_{opt,4} \cdot t_{sam}}{2 \cdot \tau_{opt,4} + t_{sam}} + \alpha_5 + \alpha_{opt,2} \cdot \alpha_{opt,1} \right) \cdot \\
 & \left(\frac{-\mathbf{K}_p \cdot (t_{sam} + 2 \cdot \mathbf{K}_i) \cdot (2 \cdot \tau_{opt,1} - t_{sam})}{2 \cdot \mathbf{K}_i \cdot (2 \cdot \tau_{opt,1} + t_{sam}) + \mathbf{K}_p \cdot \mathbf{K}_{opt,1} \cdot t_{sam} \cdot (t_{sam} + 2 \cdot \mathbf{K}_i)} \right) \cdot \mathbf{x}_{opt,1_{n-1}} + \\
 & + \alpha_6 \cdot \frac{2 \cdot \tau_{opt,3} - t_{sam}}{2 \cdot \tau_{opt,3} + t_{sam}} \cdot \mathbf{x}_{opt,3_{n-1}} + \alpha_7 \cdot \frac{2 \cdot \tau_{opt,4} - t_{sam}}{2 \cdot \tau_{opt,4} + t_{sam}} \cdot \mathbf{x}_{opt,4_{n-1}} + \\
 & + \left(\alpha_6 \cdot \frac{\mathbf{K}_{opt,3} \cdot t_{sam}}{2 \cdot \tau_{opt,3} + t_{sam}} + \alpha_7 \cdot \frac{\mathbf{K}_{opt,4} \cdot t_{sam}}{2 \cdot \tau_{opt,4} + t_{sam}} + \alpha_5 + \alpha_{opt,2} \cdot \alpha_{opt,1} \right) \cdot \\
 & \left(\frac{2 \cdot \mathbf{K}_i \cdot (2 \cdot \tau_{opt,1} + t_{sam}) - \mathbf{K}_p \cdot \mathbf{K}_{opt,1} \cdot t_{sam} \cdot (t_{sam} + 2 \cdot \mathbf{K}_i)}{2 \cdot \mathbf{K}_i \cdot (2 \cdot \tau_{opt,1} + t_{sam}) + \mathbf{K}_p \cdot \mathbf{K}_{opt,1} \cdot t_{sam} \cdot (t_{sam} + 2 \cdot \mathbf{K}_i)} + 1 \right) \cdot \mathbf{x}_{opt,5_{n-1}} + \\
 & + \left(\alpha_6 \cdot \frac{\mathbf{K}_{opt,3} \cdot t_{sam}}{2 \cdot \tau_{opt,3} + t_{sam}} + \alpha_7 \cdot \frac{\mathbf{K}_{opt,4} \cdot t_{sam}}{2 \cdot \tau_{opt,4} + t_{sam}} + \alpha_5 + \alpha_{opt,2} \cdot \alpha_{opt,1} \right) \cdot \\
 & \frac{\mathbf{K}_p \cdot (2 \cdot \tau_{opt,1} + t_{sam}) \cdot (t_{sam} + 2 \cdot \mathbf{K}_i)}{2 \cdot \mathbf{K}_i \cdot (2 \cdot \tau_{opt,1} + t_{sam}) + \mathbf{K}_p \cdot \mathbf{K}_{opt,1} \cdot t_{sam} \cdot (t_{sam} + 2 \cdot \mathbf{K}_i)} \cdot \mathbf{x}_{opt,6_{n-1}} + \\
 & + \left(\alpha_6 \cdot \frac{\mathbf{K}_{opt,3} \cdot t_{sam}}{2 \cdot \tau_{opt,3} + t_{sam}} + \alpha_7 \cdot \frac{\mathbf{K}_{opt,4} \cdot t_{sam}}{2 \cdot \tau_{opt,4} + t_{sam}} + \alpha_5 + \alpha_{opt,2} \cdot \alpha_{opt,1} \right) \cdot \\
 & \frac{\mathbf{K}_p \cdot (2 \cdot \tau_{opt,1} + t_{sam}) \cdot (t_{sam} + 2 \cdot \mathbf{K}_i)}{2 \cdot \mathbf{K}_i \cdot (2 \cdot \tau_{opt,1} + t_{sam}) + \mathbf{K}_p \cdot \mathbf{K}_{opt,1} \cdot t_{sam} \cdot (t_{sam} + 2 \cdot \mathbf{K}_i)} \cdot \mathbf{u}_{opt,1_{n-1}} + \\
 & + W_{CTP1} \cdot \mathbf{u}_{opt,2_{n-1}} + W_{CTP2} \cdot \mathbf{u}_{opt,3_{n-1}} + W_{CTP3} \cdot \mathbf{u}_{opt,4_{n-1}} - \alpha_{opt,2} \cdot v_{veh} \quad (5.36)
 \end{aligned}$$

3.4 DEFINITION DU PROBLEME

Ce qui nous intéresse est de minimiser l'énergie électrique combinée des actionneurs, c'est-à-dire, minimiser la fonction objectif suivante :

$$J = \sum_{n=1}^N \mathbf{x}_{opt,10_n} \quad (5.37)$$

sous les contraintes¹¹⁵ :

$$\forall n \in \{1, \dots, N\} \quad \mathbf{x}_{opt,2_n} \geq \mathbf{x}_{opt,2_{min}} \quad (5.38)$$

$$\forall n \in \{1, \dots, N\} \quad \mathbf{x}_{opt,3_n} \leq \mathbf{x}_{opt,3_{max}} \quad (5.39)$$

$$\forall n \in \{1, \dots, N\} \quad \mathbf{x}_{opt,4_n} \leq \mathbf{x}_{opt,4_{max}} \quad (5.40)$$

$$\forall n \in \{1, \dots, N\} \quad \mathbf{x}_{opt,5_{min}} \leq \mathbf{x}_{opt,5_n} \leq \mathbf{x}_{opt,5_{max}} \quad (5.41)$$

¹¹⁵ Il faut préciser que les contraintes sur la pression (5.38-5.39) et le taux de compression (5.40) doivent être recalculées en faisant le changement de variable proposé dans les équations (5.11-5.12, 5.15).

$$\forall n \in \{1, \dots, N\} \quad \mathbf{x}_{opt,7_n} \leq \mathbf{x}_{opt,7_{max}} \cdot t_{sam} \quad (5.42)$$

Néanmoins cette formulation du problème n'est pas suffisante si nous voulons assurer également le suivi de consigne¹¹⁶. Pour cela, il faut définir l'erreur entre la consigne de température pour l'air ($T_{sp,air}$) provenant du calculateur CAREG¹¹⁷, et la température des aérateurs ($T_{air,aer}$) :

$$e_{air} = T_{sp,air} - T_{air,aer} \quad (5.43)$$

Même si la réponse des CTP est rapide, nous ne nous intéressons pas à améliorer la dynamique de la pompe à chaleur. En effet, la réponse de la pompe à chaleur satisfait le cahier de charges pour la commande (en termes de temps de réponse et de dépassement initial), qui correspond aux règles de confort thermique. De fait, l'optimisation cherche la combinaison de tels actionneurs qui permet d'obtenir une réponse similaire à celle que la pompe à chaleur pourrait fournir en l'absence des CTP, mais en consommant le minimum d'énergie.

Ainsi, nous pouvons définir une nouvelle température de consigne sur l'air « dynamique » ($T_{sp,dyn,air}$), caractérisée par un filtre du premier ordre de la consigne envoyée par la CAREG. Ce filtre sur la consigne de l'air permettra de modéliser la réponse (en boucle fermée) de la pompe à chaleur pour le deuxième point de fonctionnement (ce point est choisi car il se trouve au milieu des autres) :

$$T_{sp,dyn,air} = \frac{1}{\tau_{opt,6} \cdot p + 1} \cdot T_{sp,air} \quad (5.44)$$

où la constante du temps ($\tau_{opt,6}$) est identifiée par la minimisation du carré de l'erreur « dynamique » ($e_{air,dyn}$) en simulant le modèle complet¹¹⁸ (Figure 5.5). La réponse obtenue par ce filtre sera donc celle du cahier de charges de la commande en tenant compte des dynamiques du système :

$$e_{air,dyn} = T_{sp,dyn,air} - T_{air,aer} \quad (5.45)$$

¹¹⁶ Car la solution qui donne l'énergie minimale sera évidemment celle qui ne demande pas aux actionneurs d'être actifs.

¹¹⁷ La consigne provenant du CAREG est parfois donnée sur la température de l'eau ($T_{sp,eau}$). Néanmoins, elle peut être transformée en consigne de température de l'air en la déduisant de l'équation $T_{sp,air} = T_{air,aero,ent} + C_{min(eau;air)} \cdot (T_{sp,eau} - T_{air,aero,ent}) / (\varepsilon_{aero} \cdot C_{air})$ où $T_{air,aero,ent}$ est la température de l'air entrant à l'aérotherme, $C_{min(eau;air)}$ est la capacité calorifique minimale entre celle de l'eau et celle de l'air (C_{air}) et ε_{aero} l'efficacité de l'aérotherme.

¹¹⁸ Dans un cas nominal où la pompe à chaleur peut fournir la puissance demandée.

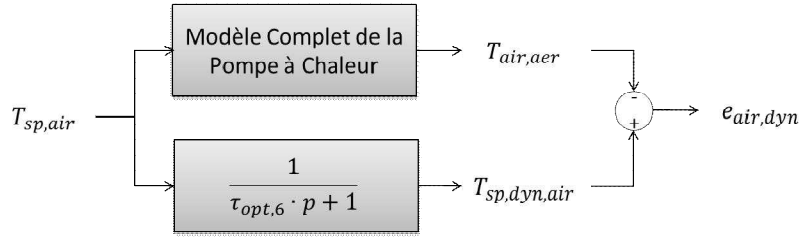


Figure 5.5. Identification de la constante de temps $\tau_{opt,6}$ réalisée par rapport au modèle complet.

Cette erreur « dynamique » (équation 5.45) sera également incluse dans le problème d'optimisation. Pour cela, il est nécessaire de discrétiser l'équation 5.44 et de l'inclure dans le modèle. Cela demande deux états additionnels (dont le deuxième est une mémoire de la consigne statique représentant un retard dans la prise en compte de la consigne¹¹⁹) :

$$\mathbf{x}_{opt,11_n} = \frac{2 \cdot \tau_{opt,6} - t_{sam}}{2 \cdot \tau_{opt,6} + t_{sam}} \cdot \mathbf{x}_{opt,11_{n-1}} + \mathbf{x}_{opt,12_{n-1}} + \frac{t_{sam}}{2 \cdot \tau_{opt,6} + t_{sam}} \cdot T_{sp,air} \quad (5.46)$$

$$\mathbf{x}_{opt,12_n} = \frac{t_{sam}}{2 \cdot \tau_{opt,6} + t_{sam}} \cdot T_{sp,air} \quad (5.47)$$

Ainsi, nous pouvons ajouter la contrainte suivante au problème d'optimisation :

$$\forall n \in \{1, \dots, N\} \quad e_{air,dyn_{min}} \leq \mathbf{x}_{opt,11_n} - \mathbf{x}_{opt,8_n} \leq e_{air,dyn_{max}} \quad (5.48)$$

L'utilisation de cette contrainte permettra de limiter davantage le polytope de l'espace de recherche des solutions faisables assurant le suivi de la dynamique imposée (équation 5.44). En revanche, avec un critère tel que celui de l'équation 5.37, cela risque de fournir les solutions avec l'erreur maximale tolérée (car une erreur plus faible demandera un régime compresseur plus faible, et donc moins de puissance électrique). Cela peut se corriger en reformulant le critère d'optimisation (équation 5.37) selon la forme suivante :

$$J = \sum_{n=1}^N \left(\beta \cdot \mathbf{x}_{opt,10_n} + (1 - \beta) \cdot C_{air} \cdot \left| \mathbf{x}_{opt,11_n} - \mathbf{x}_{opt,8_n} \right| \right) \quad (5.49)$$

sous les contraintes 5.38-5.42 et 5.48, dont la constante β (variant de 0 à 1) est une pondération qui nous permet d'obtenir un compromis entre les deux objectifs. L'introduction dans le critère de la capacité thermique de l'air (C_{air}) nous permet de normaliser les unités pour les deux composantes (le premier terme est une puissance électrique alors que le deuxième terme est une puissance thermique, mais avec les mêmes unités).

¹¹⁹ Si l'on ne prend pas en compte ce retard, l'optimisation ne permet pas d'obtenir une solution car la dynamique à suivre est très rapide au début et les contraintes imposées, notamment celle sur l'erreur, ne peuvent être satisfaites.

Enfin, la structure finale du problème d'optimisation peut être représentée par le schéma de la Figure 5.6 :

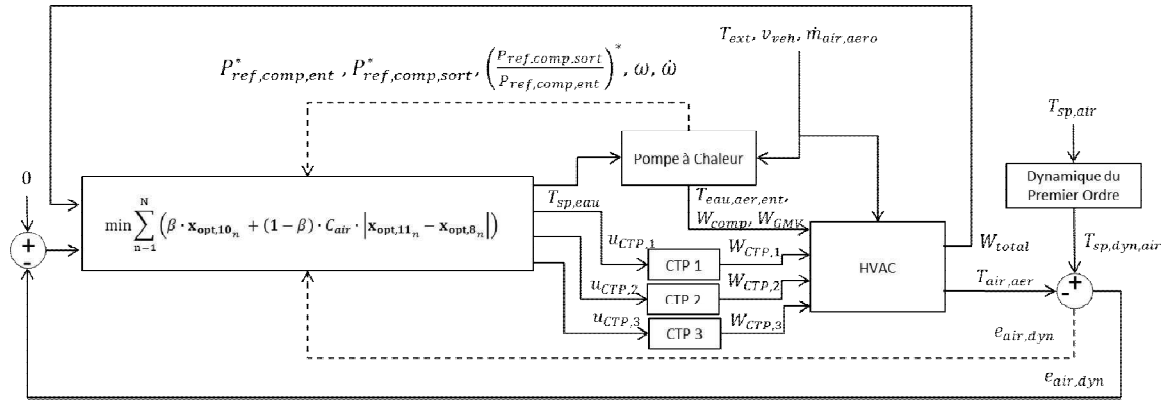


Figure 5.6. Schéma global du problème d'optimisation.
En pointillés, les variables utilisées pour les contraintes.

3.5 SENSIBILITE DES PARAMETRES

Dans tout le problème d'optimisation, plusieurs paramètres sont à sélectionner au niveau de l'algorithme (par exemple, le pas, la tolérance absolue, etc.). Néanmoins, l'utilisation d'un modèle de prédiction, ainsi que la fonction objectif utilisée, demandent la définition de paramètres additionnels : le coefficient de pondération, l'horizon, le pas d'échantillonnage, et la taille du système. Le choix de ces paramètres a de conséquences sur les résultats obtenus mais également sur le temps nécessaire pour réaliser l'optimisation.

3.5.1 COEFFICIENT DE PONDERATION

Dans la fonction objectif utilisée (équation 5.49), il y a deux critères presque opposés dont la solution (pour chaque critère) est évidente : d'une part la minimisation de l'énergie par elle-même implique de maintenir la pompe à chaleur avec le régime minimal pour le compresseur, d'autre part la minimisation de l'erreur entre la consigne et la température de l'air va converger vers une utilisation nominale de la pompe à chaleur.

En effet, dans les problèmes d'optimisation multi-critères, il s'avère difficile de trouver une solution qui les satisfait tous de façon optimale. Alors, le concept d'*optimalité au sens de Pareto* (Ben-Tal, 1980) permet de définir l'ensemble de solutions (admissibles) qui permettent d'améliorer au moins un des objectifs sans pour autant augmenter les autres (Figure 5.7). Pour cela, il est nécessaire de choisir la façon de combiner les critères : linéaire (somme pondérée), par hiérarchies, tir au but, contrainte- ε , etc.

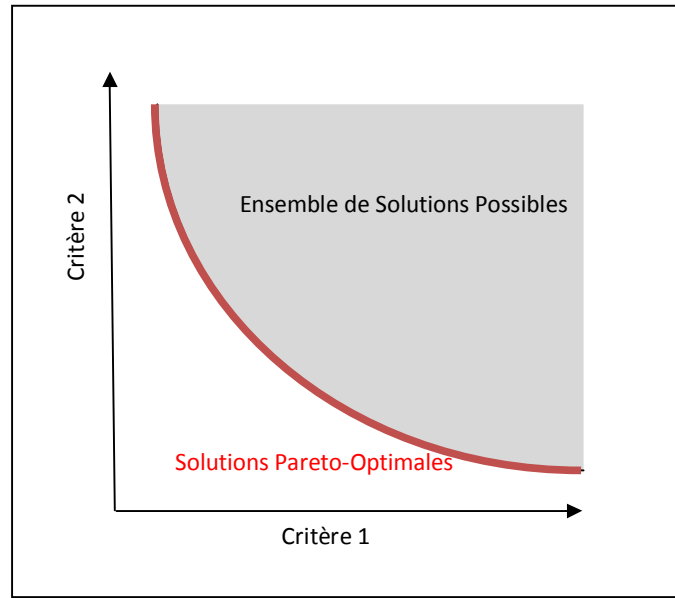


Figure 5.7. Exemple d'un espace de Pareto pour 2 critères et 1 variable. Les solutions Pareto-optimales sont celles qui se trouvent à la frontière de l'ensemble des solutions possibles (en rouge).

Parmi ces méthodes multicritères, la somme pondérée est compatible pour l'utilisation avec la MPT Toolbox. C'est ainsi que le coefficient β dans l'équation 5.49 permet de trouver un compromis entre les deux critères. Ce compromis peut éventuellement dégrader le fonctionnement de la pompe à chaleur si une meilleure solution utilisant les CTP est trouvée.

Le coefficient β a été choisi de façon à assurer la convergence de la température de l'air (car cela reste prioritaire) vers la température de consigne, puis à minimiser la consommation énergétique (et donc sa valeur se rapproche plus de la valeur 0 que de 1). Ce paramètre peut être recalé en définissant la puissance maximale tolérée par rapport à l'erreur absolue de la température de consigne ($T_{sp,air}$) et la température de l'air dans l'aérateur ($T_{air,aer}$) :

$$\beta \cdot W_{total} = (1 - \beta) \cdot C_{air} \cdot |T_{sp,air} - T_{air,aer}| \quad (5.50)$$

Un problème lié à cette démarche est que, lorsque nous nous retrouvons à la limite entre les valeurs tolérées, la solution risque d'osciller pour satisfaire les deux critères. Ainsi, il peut être nécessaire de filtrer certaines solutions issues de l'optimisation.

3.5.2 HORIZON / PAS D'ÉCHANTILLONNAGE

L'horizon permet de définir une plage de temps donnée pour réaliser l'optimisation. Le pas d'échantillonnage est important au regard de la précision du modèle discret par rapport au modèle à temps continu. Ces deux paramètres ont une influence importante sur : la qualité des résultats, le nombre de solutions possibles, et le temps requis pour obtenir un résultat.

En termes de qualité des résultats, l'idéal serait de connaître a priori le temps pendant lequel la prestation thermique sera activée par les passagers du véhicule, et définir l'horizon d'optimisation dans cette plage de temps. Néanmoins, cette durée est une information difficilement accessible car elle dépend de plusieurs paramètres externes, notamment associés au temps de parcours et aux notions de confort thermique mentionnées au chapitre I).

De même, il serait idéal d'utiliser un pas faible pour définir le problème d'optimisation car cela permettrait de prendre en compte davantage de données pour l'optimisation. Le pas d'échantillonnage a été choisi de façon cohérente avec le temps de réponse du système.

Le nombre de solutions possibles est aussi affecté par ces paramètres. Comme nous nous intéressons à déterminer une trajectoire optimale pour chaque variable (au lieu d'une valeur constante), chaque variable sera discrétisée au pas d'échantillonnage du modèle. Cela augmente les degrés de liberté du problème de la façon suivante :

$$\text{Degrés de liberté} = \frac{\text{Horizon}}{\text{pas d'échantillonnage}} \cdot \text{Variables à optimiser} \quad (5.51)$$

Tout ce qui modifie directement le nombre de degrés de liberté a une conséquence sur le temps requis pour trouver une solution. En effet, dans le pire scénario (recherche parcourant tout l'arbre des solutions possibles), le temps nécessaire pour trouver la solution d'un problème d'optimisation hybride est exponentiel comparativement à la taille du problème (Raman & Grossmann, 1991).

Pour notre problème d'optimisation, nous avons défini un horizon de 30 minutes. En effet, comme nous ne connaissons pas a priori le temps requis pour la prestation du confort thermique (pour les raisons indiquées précédemment), cet horizon permet de

prendre en compte la phase transitoire et la phase stabilisée de l'actionneur le plus lent (la pompe à chaleur).

D'autre part, le pas d'échantillonnage a été choisi selon les dynamiques caractéristiques pour ce type d'application. Ainsi, une période d'échantillonnage de 20 secondes s'est révélée suffisante pour permettre d'aboutir à un modèle discret représentatif du modèle à temps continu.

Le nombre de variables à optimiser sera alors de 360, ce qui est relativement élevé. Ainsi, une stratégie « Moving Window Blocking » a été adoptée (Cagienard, Grieder, Kerrigan, & Morari, 2007). Cette stratégie permet de définir des pas différents pour la simulation du modèle et pour l'optimisation. Cela demande d'ajouter des contraintes temporelles sur les entrées du modèle. Par exemple, pour mettre à jour les variables chaque minute, nous devons imposer les contraintes suivantes :

$$\forall n \in \{1, \dots, \frac{N}{3}\} \quad \mathbf{u}_{opt_{3n-1}} = \mathbf{u}_{opt_{3n-2}} \quad (5.52)$$

$$\forall n \in \{1, \dots, \frac{N}{3}\} \quad \mathbf{u}_{opt_{3n}} = \mathbf{u}_{opt_{3n-1}} \quad (5.53)$$

où \mathbf{u}_{opt} est le vecteur $[\mathbf{u}_{opt_1} \quad \mathbf{u}_{opt_2} \quad \mathbf{u}_{opt_3} \quad \mathbf{u}_{opt_4}]^T$. En termes d'avantages, cette stratégie permet de réduire les oscillations des solutions obtenues, de limiter le nombre de degrés de liberté (et donc de solutions possibles) et de maintenir un pas d'échantillonnage plus faible pour le modèle utilisé pour l'optimisation.

3.5.3 TAILLE DU SYSTEME

Un autre élément très important sur le temps requis pour l'optimisation est la taille du système. En effet, le modèle discret décrit par les équations 5.24-5.30, 5.32-5.33, 5.36, 5.46-5.47 peut être représenté par :

$$\mathbf{x}_{opt_n} = \mathbf{A}_{opt} \cdot \mathbf{x}_{opt_{n-1}} + \mathbf{B}_{opt} \cdot \mathbf{u}_{opt_{n-1}} + \mathbf{f}_{opt} \quad (5.54)$$

$$\mathbf{y}_{opt_{n-1}} = \mathbf{C}_{opt} \cdot \mathbf{x}_{opt_{n-1}} \quad (5.55)$$

où $\mathbf{A}_{opt} \in \mathbb{R}^{12 \times 12}$, $\mathbf{B}_{opt} \in \mathbb{R}^{12 \times 4}$, et $\mathbf{f}_{opt} \in \mathbb{R}^{12 \times 1}$ sont respectivement les matrices d'état, de commande et de perturbation, $\mathbf{C}_{opt} \in \mathbb{R}^{1 \times 12}$ est la matrice d'observation. Ainsi, pour chacun des 12 états, à chaque pas d'échantillonnage (90 au total sur l'horizon), nous avons 208 opérations à réaliser (192 multiplications et 16 additions). De plus, à chaque pas, nous avons à réaliser 12 multiplications et 11 additions pour déterminer la sortie du modèle. Ceci donne un total de 226 710 opérations pour

chaque simulation du modèle (sans prendre en compte le volume de mémoire nécessaire au stockage des différentes grandeurs).

3.6 RESULTATS DE LA SIMULATION MIL

Pour permettre d'observer le gain que la résolution du problème d'optimisation aura apporté, nous avons utilisé la plateforme de simulation MIL (développée au chapitre III) pour reproduire les résultats comme s'il s'agissait d'un vrai véhicule. Ainsi, la stratégie suivie a été la suivante :

- nous avons défini des essais (permettant d'avoir un débit d'air, une température de consigne et une température extérieure constants) pour plusieurs points de fonctionnement¹²⁰ (en désactivant la prise en compte des contraintes par la loi de commande) :
 - débit d'air (HVAC) constant entre 50% et 100%, variant chaque 16,66% ;
 - consigne de température de l'air entre 50% et 80% (valeurs classiques pour les consignes de température), variant selon un pas relatif de 5% ;
 - température extérieure entre 11% et 29% (le choix de cette plage de températures a été fait par rapport aux températures moyennes en Europe (Figure 5.8), puis adapté à notre échelle de température), variant avec un pas de 3% ;
 - vitesse du véhicule fournissant un débit d'air permettant de réduire celui du GMV à 0%, 25%, 50%, 75%, 100%.
- nous avons identifié les paramètres du modèle (par exemple, ceux liés aux dynamiques du premier ordre $K_{opt,1}$, $\tau_{opt,1}, \dots$) à l'aide de la plateforme MIL pour chaque point de fonctionnement ;
- nous avons réalisé l'optimisation pour chacun des points de fonctionnement indiqués, pour l'horizon défini précédemment, à l'aide des blocs Simulink de la MPT Toolbox (avec le modèle en boucle fermée), puis la valeur optimale des variables a été sauvegardée ;
- la valeur optimale des variables a été utilisée dans la plateforme de simulation complète, puis comparée avec le fonctionnement nominal de la pompe à chaleur (avec la prise en compte des contraintes et un filtrage de la consigne de température correspondant au profil dynamique souhaité).

¹²⁰ Il n'y a pas de recyclage et le volet de mixage permet que tout le débit d'air passe du côté des actionneurs.

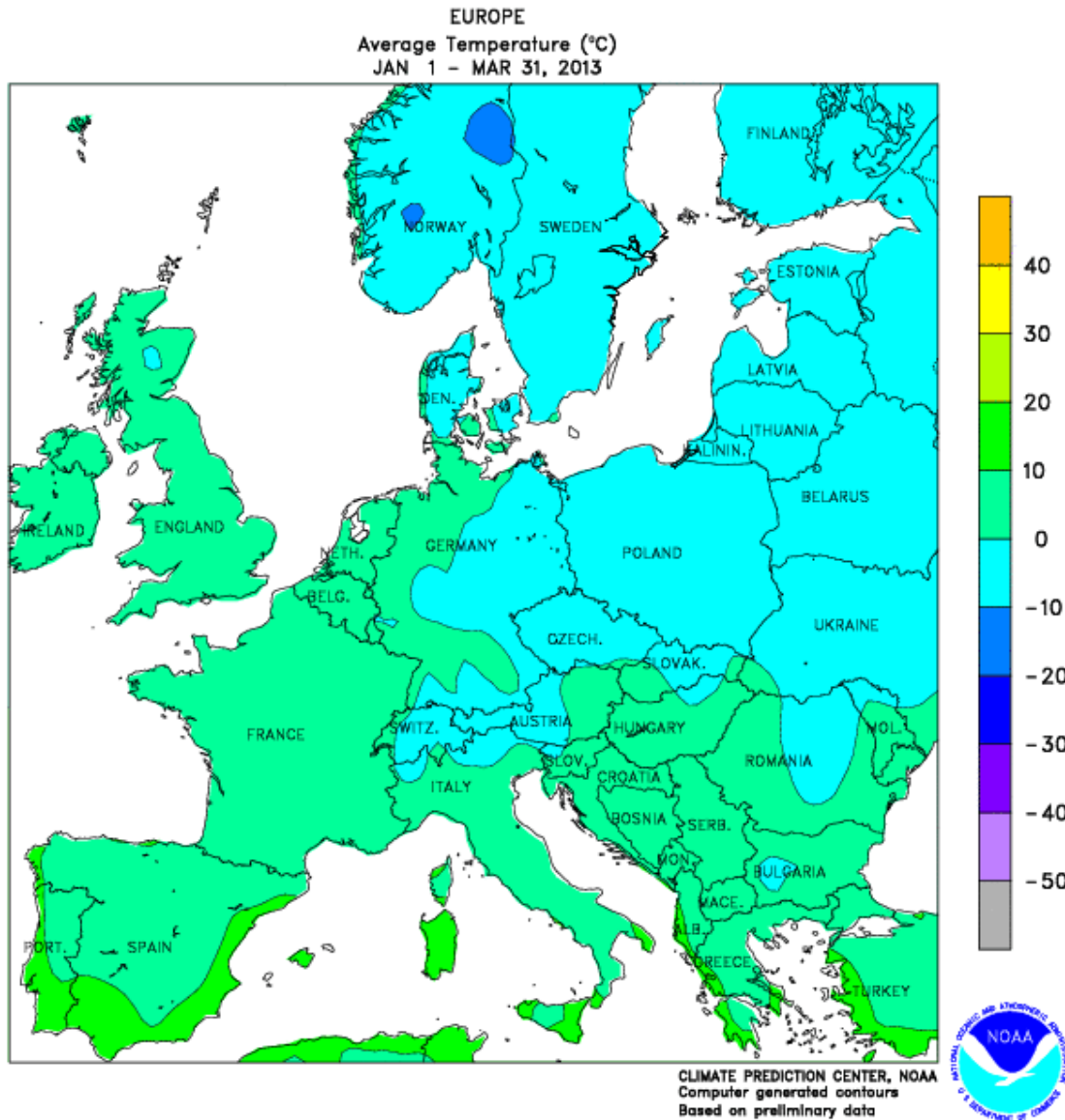


Figure 5.8. Températures moyennes (échelle Celsius) pour l'Europe entre le 1^{er} janvier et le 31 mars 2013. [Source : Site NOAA]

Cela nous a fourni plusieurs types de résultats, quelques-uns sont détaillés ci-dessous :

- environ 10% des cas sont très favorables, fournissant des solutions capables de satisfaire les deux objectifs par l'utilisation combinée des CTP (seuls les niveaux 1 à 5 sont proposés par la stratégie d'optimisation) : réduction de l'erreur absolue, ainsi que gains entre 5% et 25% (par rapport à l'utilisation de la pompe à chaleur avec une consigne filtrée) dans la consommation énergétique pour une période de 30 minutes (Figure 5.9) ;

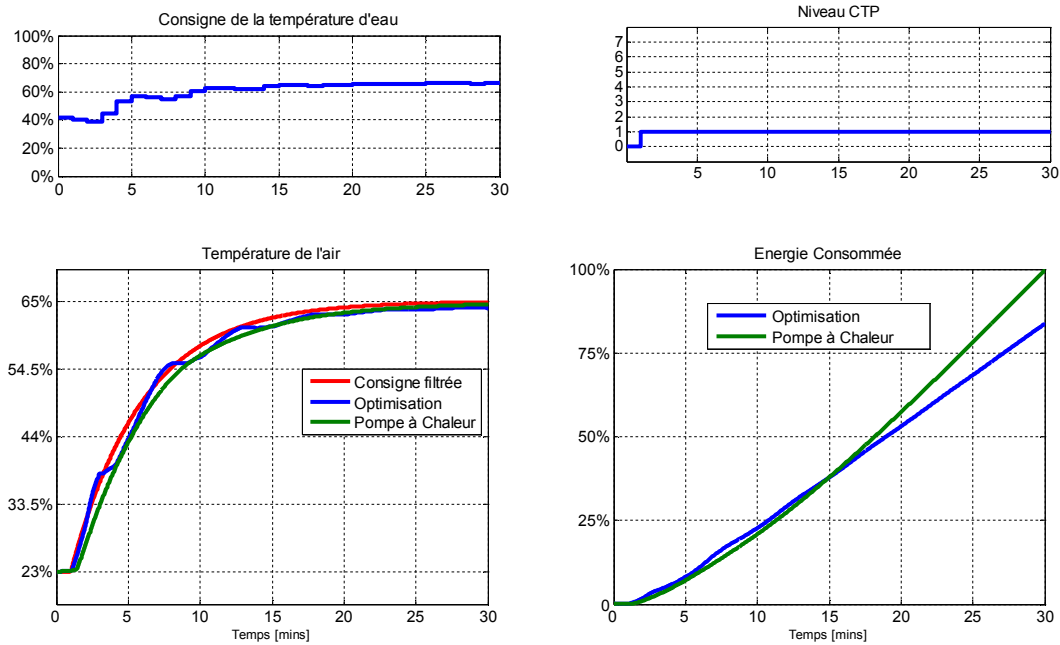


Figure 5.9. Dans cet exemple (débit air 50%, consigne de temp. à 65%, temp. ext. à 23%), l'utilisation du premier niveau CTP en combinaison avec la pompe à chaleur (figures en haut) nous permet d'obtenir un gain énergétique d'environ 17% et il existe également une erreur plus faible du suivi de consigne filtrée en dépit des oscillations (figures en bas).

- environ 35% des cas correspondent à des situations pour lesquelles la pompe à chaleur (soumise aux contraintes et en absence des CTP) n'est pas capable de fournir la puissance calorifique demandée (Figure 5.10), ce qui justifie davantage l'utilisation des CTP ;

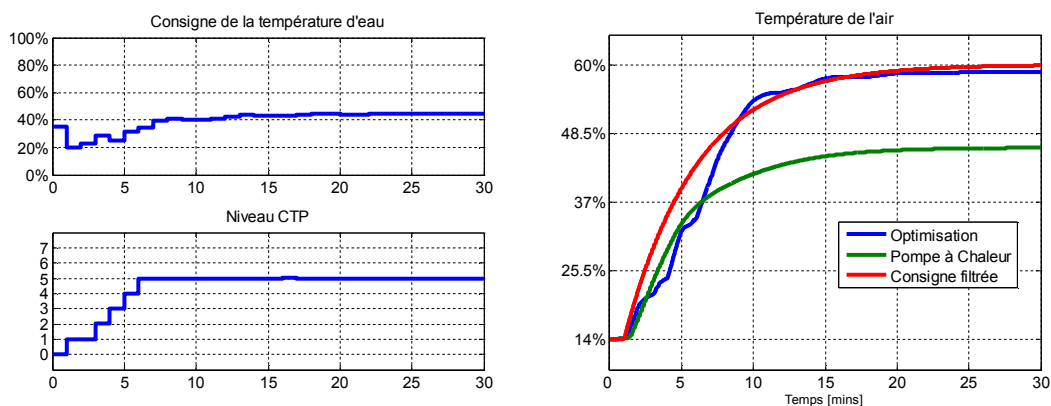


Figure 5.10. En l'absence des CTP, la pompe à chaleur ne permet pas de suivre le profil des températures (configuration : débit air 50%, consigne de temp. à 60%, temp. ext. à 14%).

- environ 30% des cas correspond à des cas pour lesquels l'ensemble des actionneurs n'arrive pas à fournir la puissance calorifique demandée (Figure 5.11) ;

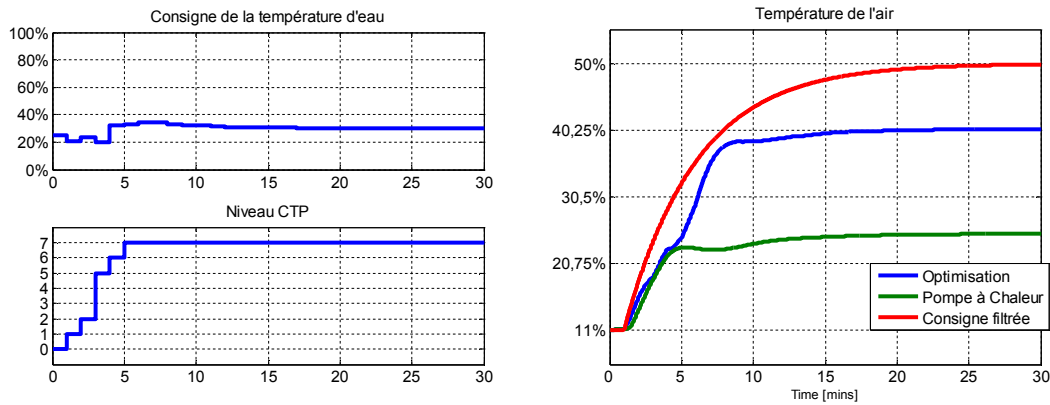


Figure 5.11. Dans ce cas-là (débit air 100%, consigne de temp. à 50%, temp. ext. à 11%), même en présence du niveau maximum de puissance des CTP, une erreur persiste dans le suivi de la consigne de température.

- enfin les cas restants (25%) correspondent à des cas pour lesquels la solution obtenue converge vers l'utilisation de la pompe à chaleur seule, ou bien elle permet d'obtenir un résultat similaire à l'utilisation de la pompe à chaleur seule. Dans ces cas, les résultats obtenus présentent des erreurs faibles : entre 1% et 5% dans l'échelle de température utilisée lors de la mise-en-action avec une convergence vers la fin de l'essai à une erreur presque nulle, et des pertes énergétiques inférieures à 5% (voir Figure 5.12).

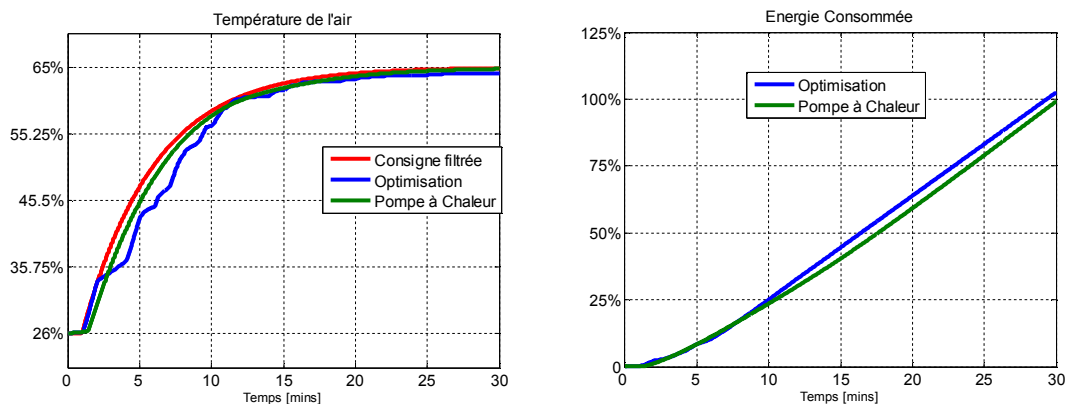


Figure 5.12. Dans ce cas (débit air 50%, consigne de temp. à 65%, temp. ext. à 26%), nous montrons que le résultat obtenu par l'optimisation ne s'éloigne pas trop des résultats nominaux de la pompe à chaleur.

Parmi les solutions obtenues, nous allons retenir les cas suivants :

- la solution d'optimisation permet de minimiser la consommation énergétique en assurant le suivi de la consigne ;
- la pompe à chaleur seule n'arrive pas à fournir la puissance calorifique demandée par le calculateur¹²¹.

Pour le reste des cas, nous garderons la solution utilisant uniquement la pompe à chaleur.

Ainsi, la réponse la plus intéressante à analyser est celle pour laquelle nous arrivons à réduire l'erreur et la consommation énergétique. En effet, ces résultats nécessitent parfois d'utiliser les CTP même si la pompe à chaleur seule serait capable de fournir la puissance thermique nécessaire. Cela peut s'expliquer si nous observons la courbe du COP (à l'instant $n = N$, avec le système en régime permanent) de la pompe à chaleur (Figure 5.13).

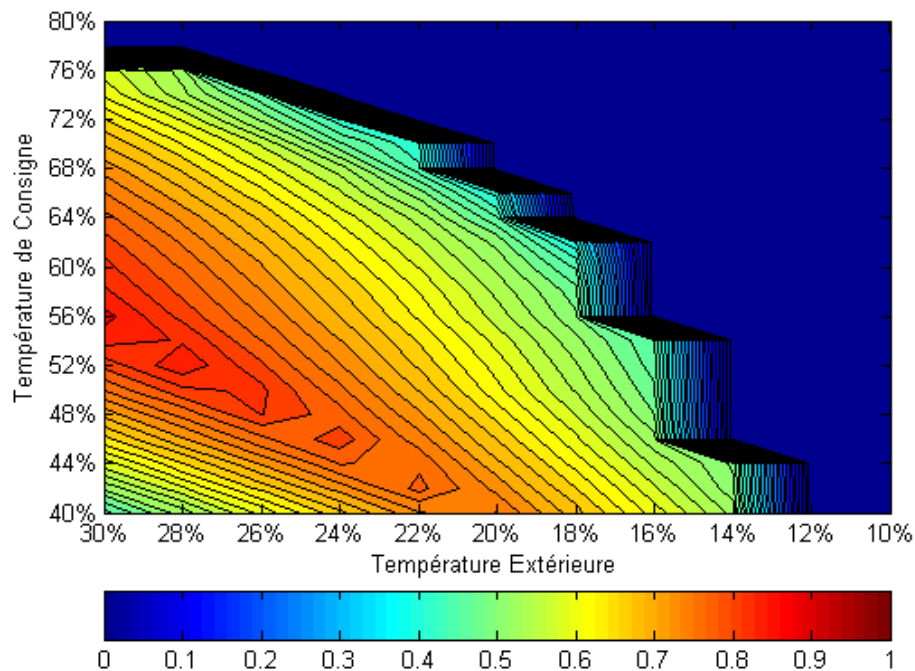


Figure 5.13. Cette surface montre le COP à l'instant $n = N$ de la pompe à Chaleur (à débit d'air fixé à 50% du débit max). Le COP égal à 0 (zones en bleu) correspond aux cas pour lesquels la pompe à chaleur n'arrive pas à satisfaire la consigne de température en raison des contraintes.

¹²¹ Pour les cas où l'ensemble des actionneurs n'arrivent pas à fournir la puissance thermique, nous garderons la solution fournie par l'optimisation, car elle permet d'approcher au mieux la puissance thermique demandée.

En effet, le meilleur fonctionnement de la pompe à chaleur correspond à une erreur entre la consigne de température de l'eau, et la température de l'eau de la pompe à chaleur autour de 20-25% (voir Figure 5.13). Cela permet que, sous certaines conditions, le COP combiné des actionneurs fournisse une meilleure réponse en demandant moins de puissance thermique (ce qui permet d'obtenir un meilleur rapport puissance thermique / puissance électrique) à la pompe à chaleur et en compensant la puissance thermique manquante avec les CTP.

Egalement, nous avons constaté que l'ensemble de solutions pour chaque cas se retrouve dans des conditions de fonctionnement similaires. Par exemple, la pompe à chaleur n'arrive pas à suivre la consigne au fur et à mesure que la température extérieure descend et/ou le débit augmente.

De même, nous avons constaté que, pour tous les cas utilisant des CTP, le niveau des CTP augmente progressivement en suivant l'évolution de la consigne filtrée.

En outre, nous avons pu constater également qu'effectuer des variations de la vitesse du véhicule (en réduisant ainsi la vitesse du GMV et donc la puissance consommée par cet actionneur) fournissait, dans la majorité des cas, le même type de solutions. Autrement dit, cette variable a peu d'influence sur les résultats obtenus.

Enfin, le temps requis pour obtenir le résultat optimal pour une simulation de 30 minutes (sans prendre en compte l'identification des paramètres des modèles) est de l'ordre de deux minutes à l'aide du solveur CPLEX d'IBM dans un ordinateur utilisant un processeur avec 4 cœurs, fréquence de 3,5 GHz, 8 Go de mémoire RAM et système d'exploitation Windows 7 à 64 bits.

3.7 AUTRES PROBLÉMATIQUES

3.7.1 POSITIONNEMENT DES CTP

Précédemment, nous avons formulé le problème d'optimisation sous l'hypothèse que les CTP ne présentent pas de pertes électriques. Cependant, les résultats expérimentaux ont fait apparaître des pertes par rapport à la puissance maximale qu'ils sont susceptibles de fournir.

Ces pertes sont la conséquence de la localisation dans l'HVAC : l'aérotherme, placé en amont des CTP, réchauffe l'air autour de ces organes si la pompe à chaleur est active. Puis, en présence de températures élevées, la valeur de la résistance des CTP augmente, ce qui fait qu'ils consomment une puissance électrique plus faible

que la puissance nominale associée à chaque étage CTP (voir Figure 5.14)¹²², le courant diminuant à tension restant constante.

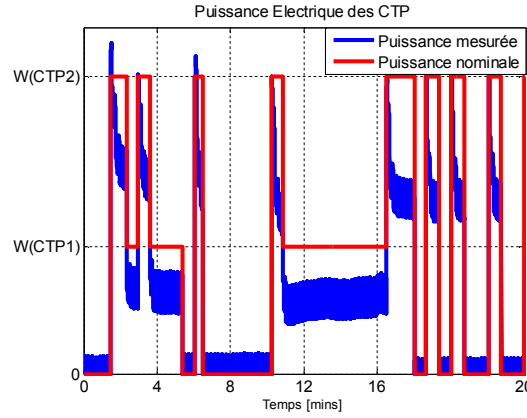


Figure 5.14 Pertes électriques dans le CTP.

Ces pertes ne permettent pas de fournir la puissance attendue de ces actionneurs, ce qui affecte les résultats de l'optimisation. Ainsi, il est nécessaire de procéder à des modifications au sein du modèle développé.

Ainsi, les pertes peuvent être modélisées par une dynamique du premier ordre (conduisant à une valeur en régime permanent d'environ 40% de la valeur nominale de la puissance électrique consommée pour chaque niveau CTP). Cette dynamique sera réinitialisée à chaque fois que le niveau de puissance change, c'est-à-dire :

$$W_{CTP,r\acute{e}el} = W_{CTP} \quad \text{si } \frac{dW_{CTP}}{dt} \neq 0 \quad (5.56)$$

$$W_{CTP,r\acute{e}el} = W_{CTP} \cdot \left(1 - \frac{2}{5} \cdot \frac{1}{\tau_{CTP} \cdot p + 1}\right) \quad \text{si } \frac{dW_{CTP}}{dt} = 0 \quad (5.57)$$

où la valeur W_{CTP} est déterminée par l'équation 5.16.

En discret, cela peut s'écrire :

$$W_{CTP,r\acute{e}el,n} = W_{CTP,n} - pertes_n \quad (5.58)$$

$$pertes_n = 0 \quad \text{si } W_{CTP,n} \neq W_{CTP,n-1} \quad (5.59)$$

$$pertes_n = \frac{0,4 \cdot t_{sam}}{2 \cdot \tau_{CTP} + t_{sam}} \cdot W_{CTP,n} + \frac{0,4 \cdot t_{sam}}{2 \cdot \tau_{CTP} + t_{sam}} \cdot W_{CTP,n-1} + \frac{2 \cdot \tau_{CTP} - t_{sam}}{2 \cdot \tau_{CTP} + t_{sam}} \cdot pertes_{n-1} \quad \text{si } W_{CTP,n} = W_{CTP,n-1} \quad (5.60)$$

¹²² Cependant, placer les CTP en amont de l'aérotherme va également réduire l'efficacité de ce dernier (car la puissance maximale est proportionnelle à la différence des températures de l'eau et de l'air en entrée de l'aérotherme).

En modélisant le système de cette manière, nous avons besoin :

- d'inclure l'effet des pertes dans toutes les équations utilisant la puissance des CTP (états 8 à 10) ;
- de deux modèles de simulation, l'un pour le cas $W_{CTP_n} \neq W_{CTP_{n-1}}$, l'autre pour le cas $W_{CTP_n} = W_{CTP_{n-1}}$;
- de deux états additionnels dans le modèle : le premier pour définir les pertes, le deuxième pour stocker la valeur de la puissance théorique des CTP (W_{CTP_n}) ;

$$\begin{aligned} \mathbf{x}_{opt,13_n} = & \frac{2 \cdot \tau_{CTP} - t_{sam}}{2 \cdot \tau_{CTP} + t_{sam}} \mathbf{x}_{opt,13_{n-1}} + \frac{0,4 \cdot t_{sam}}{2 \cdot \tau_{CTP} + t_{sam}} \cdot \mathbf{x}_{opt,14_{n-1}} + \\ & + \frac{0,4 \cdot t_{sam}}{2 \cdot \tau_{CTP} + t_{sam}} \cdot W_{CTP_1} \cdot \mathbf{u}_{opt,2_{n-1}} + \frac{0,4 \cdot t_{sam}}{2 \cdot \tau_{CTP} + t_{sam}} \cdot W_{CTP_2} \cdot \mathbf{u}_{opt,3_{n-1}} + \\ & + \frac{0,4 \cdot t_{sam}}{2 \cdot \tau_{CTP} + t_{sam}} \cdot W_{CTP_3} \cdot \mathbf{u}_{opt,4_{n-1}} \end{aligned} \quad (5.61)$$

$$\mathbf{x}_{opt,14_n} = W_{CTP_1} \cdot \mathbf{u}_{opt,2_{n-1}} + W_{CTP_2} \cdot \mathbf{u}_{opt,3_{n-1}} + W_{CTP_3} \cdot \mathbf{u}_{opt,4_{n-1}} \quad (5.62)$$

- d'une règle permettant de définir l'alternance des modèles :
 - si $\mathbf{x}_{opt,14_n} = \mathbf{x}_{opt,14_{n-1}}$ l'équation 5.61 est valide, sinon $\mathbf{x}_{opt,13_n} = 0$.

Ce problème d'optimisation implique une résolution faisant intervenir un *modèle affine par morceaux*¹²³, c'est qui est réalisable par la MPT Toolbox. Néanmoins, en raison de l'utilisation de plusieurs modèles, ainsi que l'inclusion de deux états additionnels, l'algorithme d'optimisation a besoin de plus de temps pour converger. De plus, la dynamique des pertes est très rapide, ce qui oblige à réduire à 10 secondes la période d'échantillonnage. Globalement, la résolution d'un seul cas du problème d'optimisation demande un temps d'environ huit heures en utilisant le même ordinateur indiqué précédemment pour la même durée de simulation.

Enfin, la Figure 5.15 montre un exemple pour comparer les résultats en considérant les pertes électriques des CTP tout en conservant invariants les paramètres utilisés précédemment pour le problème d'optimisation. Cet exemple correspond à un des cas où l'optimisation, telle que formulée avec les CTP idéales, conduit à une solution qui permet de réduire la consommation énergétique tout en assurant le suivi de la consigne (il correspond au même cas présenté Figure 5.9).

Comme pour la configuration considérant les CTP idéales, la solution en utilisant des CTP réelles converge vers l'utilisation des CTP, car cela permet de minimiser la consommation énergétique. Néanmoins, à cause des pertes électriques, la solution apportée demande deux étages CTP réelles pour approcher au mieux le premier étage des CTP idéales.

¹²³ Modèle qui reste linéaire en les états et les entrées mais dont les paramètres peuvent changer.

Ainsi, même si cette configuration prend en compte un modèle réel des CTP, le temps requis pour obtenir la solution, ne constitue pas un avantage par rapport au modèle idéal (qui peut être utilisé avec des valeurs moyennes prenant compte des pertes électriques).

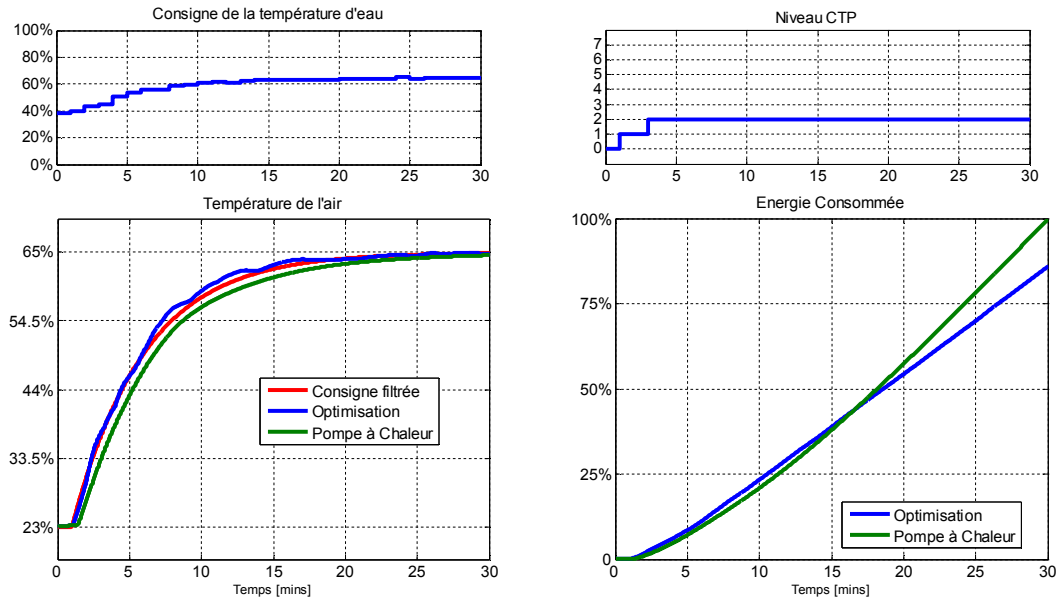


Figure 5.15. Dans cet exemple (débit air 50%, consigne de temp. À 65%, temp. ext à 23%), la solution optimale demande l'utilisation de deux étages CTP.

Comme dans le cas des CTP idéales, elle permet de réduire la consommation énergétique et d'assurer le suivi de consigne.

3.7.2 AIR RECYCLÉ

Un autre cas qui peut être intéressant à analyser est l'optimisation des actionneurs en présence du recyclage total d'air. Cela demande également de procéder à certaines modifications sur le modèle.

En effet, la température de l'air qui entre à l'aérotherme ($T_{air,aero,ent}$) n'est plus égale à la température extérieure ($T_{air,ext}$). Elle dépend maintenant de la température de l'air recyclée dans l'habitacle (celle des zones « pieds » à l'avant du véhicule T_1 & T_3). Comme nous l'avons indiqué au Chapitre III, dans l'habitacle nous avons des échanges thermiques entre les différentes zones d'air mais également avec l'extérieur de la voiture (à travers des vitres par exemple) et avec l'air réchauffé par l'aérotherme et les CTP ($T_{air,aer}$). En plus, nous ne voulons déterminer qu'une seule

température : celle qui entre à l'aérotherme ($T_{air,aero,ent}$). Ainsi, le bilan thermique permettant de retrouver la valeur de cette température est donné par la relation :

$$\frac{dT_{air,aero,ent}}{dt} = \alpha_{opt,3} \cdot (T_{air,ext} - T_{air,aero,ent}) + \alpha_{opt,4} \cdot (T_{air,aer} - T_{air,aero,ent}) \quad (5.63)$$

où les paramètres $\alpha_{opt,3}$ et $\alpha_{opt,4}$ permettent de prendre en compte les différents types d'échanges thermiques dans l'habitable (et ils doivent être identifiés pour différentes valeurs du volet de recyclage). Le modèle en temps discret (obtenu par transformation homographique) est donné par :

$$T_{air,aero,ent_n} = \frac{2 - (\alpha_{opt,3} + \alpha_{opt,4}) \cdot t_{sam}}{2 + (\alpha_{opt,3} + \alpha_{opt,4}) \cdot t_{sam}} \cdot T_{air,aero,ent_{n-1}} + \frac{2 \cdot \alpha_{opt,3} \cdot t_{sam}}{2 + (\alpha_{opt,3} + \alpha_{opt,4}) \cdot t_{sam}} \cdot T_{air,ext} + \frac{\alpha_{opt,4} \cdot t_{sam}}{2 + (\alpha_{opt,3} + \alpha_{opt,4}) \cdot t_{sam}} \cdot T_{air,aer_n} + \frac{\alpha_{opt,4} \cdot t_{sam}}{2 + (\alpha_{opt,3} + \alpha_{opt,4}) \cdot t_{sam}} \cdot T_{air,aer_{n-1}} \quad (5.64)$$

Ainsi, cette température peut être décrite par un nouvel état par rapport au modèle original¹²⁴ :

$$\mathbf{x}_{opt,13bis_n} = \frac{2 - (\alpha_{opt,3} + \alpha_{opt,4}) \cdot t_{sam}}{2 + (\alpha_{opt,3} + \alpha_{opt,4}) \cdot t_{sam}} \cdot \mathbf{x}_{opt,13bis_{n-1}} + \frac{\alpha_{opt,4} \cdot t_{sam}}{2 + (\alpha_{opt,3} + \alpha_{opt,4}) \cdot t_{sam}} \cdot \mathbf{x}_{opt,8_{n-1}} + \frac{\alpha_{opt,4} \cdot t_{sam}}{2 + (\alpha_{opt,3} + \alpha_{opt,4}) \cdot t_{sam}} \cdot \mathbf{x}_{8_n} + \frac{2 \cdot \alpha_{opt,3} \cdot t_{sam}}{2 + (\alpha_{opt,3} + \alpha_{opt,4}) \cdot t_{sam}} \cdot T_{air,ext} \quad (5.65)$$

Les états \mathbf{x}_{8_n} et \mathbf{x}_{9_n} doivent également être mis-à-jour en remplaçant la température de l'air extérieure par l'état $\mathbf{x}_{opt,13bis_n}$.

Comme pour la configuration air neuf, cette configuration a été simulée pour les mêmes cas (mais à vitesse du véhicule nulle). Pour cela, en plus des paramètres pour la configuration air neuf, les paramètres $\alpha_{opt,3}$ et $\alpha_{opt,4}$ ont été identifiés pour chaque point de fonctionnement avec la plateforme de simulation complète (en incluant même le modèle habitacle pour permettre le recyclage de l'air).

Le recyclage de l'air permet de demander une puissance thermique plus faible aux actionneurs (la différence de température entre la consigne et l'air entrant est plus faible). En conséquence, la puissance électrique nécessaire sera également inférieure. En effet, l'ensemble des cas a donné les résultats suivants :

- seulement 2% des cas permettent de réduire l'erreur et la consommation énergétique par l'utilisation des CTP avec la pompe à chaleur (mais le gain n'est pas si satisfaisant que dans la configuration air neuf, voir Figure 5.16 par exemple) ;

¹²⁴ Par souci de simplification, la variable \mathbf{x}_{8_n} n'est pas à nouveau développée ici.

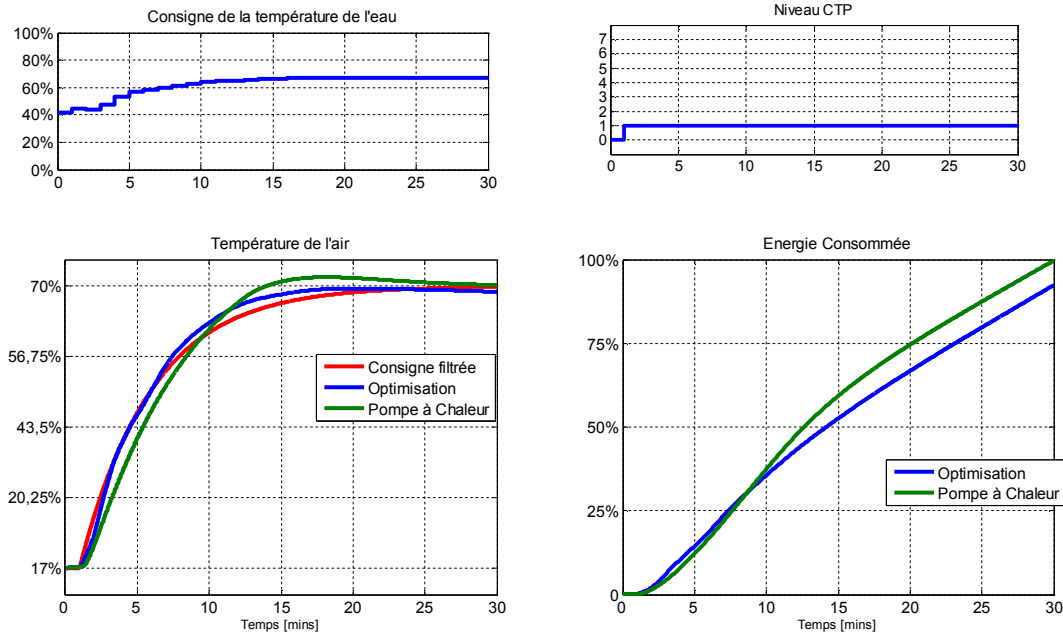


Figure 5.16. Cet exemple, (débit air 50%, consigne de temp. à 70%, temp. ext. à 17%), correspond à la meilleure réponse en termes de satisfaction des deux critères pour le cas air recyclé.

- le nombre des cas infaisables par la pompe à chaleur uniquement est réduit à 18% tandis que les cas infaisables pour les deux actionneurs est également réduit à 4% ;
- le nombre des cas où nous avons des solutions utilisant la pompe à chaleur seule (ou une solution fournissant une consommation dans les mêmes ordres de grandeur) représente le 76% restant.

C'est ainsi qu'en configuration air recyclé, l'utilisation de la pompe à chaleur sera privilégiée sauf dans les cas où elle n'arrive pas à fournir la puissance thermique souhaitée.

4 OPTIMISATION EN-LIGNE

Comme indiqué, le problème d'optimisation, tel que présenté précédemment, ne peut pas être résolu en ligne dans le cas d'une application automobile. En effet, un calculateur automobile (par exemple celui utilisé pour la commande du moteur) peut avoir plus d'une centaine de signaux d'entrée et sortie, environ une centaine de signaux partagés avec d'autres calculateurs et environ trois cents algorithmes de

contrôle/commande (Benvenuti, et al., 2009). De plus, la mémoire est très limitée et la puissance de calcul n'est pas très élevée.

Cela explique le fait que nous devons rechercher des solutions capables d'être embarquées au sein d'une application intégrable dans un véhicule. Pour cela, certaines stratégies ont été développées à partir des résultats observés lors de l'optimisation hors-ligne. Les stratégies explorées sont données ci-dessous.

4.1 PROPOSITIONS POUR UNE SOLUTION TEMPS REEL

4.1.1 ADAPTATION DES RESULTATS HORS-LIGNE

La première solution alternative qui paraît évidente consiste à figer les résultats de l'optimisation hors-ligne dans une cartographie. Ainsi, à partir du débit d'air, des températures extérieure et de consigne, nous pouvons définir la consigne de température de la pompe à chaleur et le niveau de CTP.

Pour limiter la taille des cartographies (sachant que la quantité de mémoire du calculateur est limitée), nous pouvons faire appel uniquement aux valeurs stabilisées à la fin de chaque cycle d'optimisation. Ensuite, nous pouvons ajouter une dynamique du premier ordre pour les CTP (avec les mêmes paramètres que ceux utilisés pour le calcul précédent). Une spécificité importante est que, pour les niveaux CTP, il est nécessaire de quantifier la sortie des CTP (selon un pas d'incrémententation entier) pour permettre de conserver uniquement des valeurs entières. De même, comme la cartographie permet d'extrapoler les niveaux CTP, il est nécessaire de mettre une saturation limitant les choix possibles. La Figure 5.17 montre cette démarche.

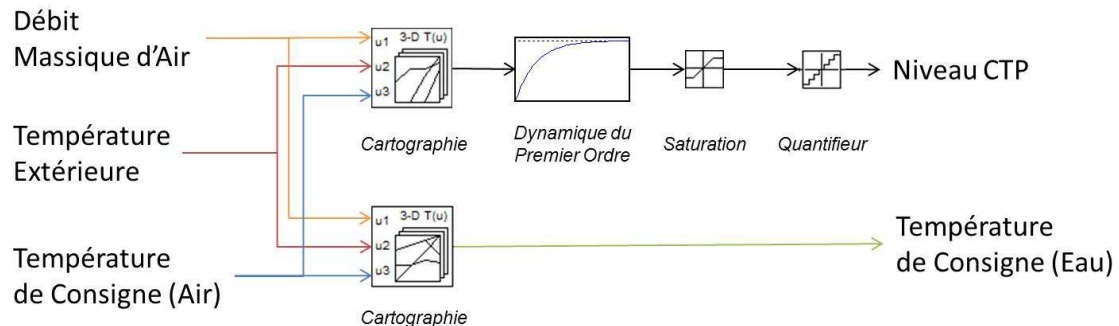


Figure 5.17. Solution avec des cartographies issues de l'optimisation hors-ligne.

Cette solution sera néanmoins optimale (par rapport au critère 5.49) uniquement si le système (la plateforme de simulation du modèle complet) se comporte exactement comme le modèle réduit. Une nouvelle stratégie permettant de réaliser l'optimisation en ligne est présentée au paragraphe suivant.

4.1.2 ALGORITHME EN-LIGNE

4.1.2.1 SOLUTION AVEC MODELES SIMPLIFIES

Dans la section 3, nous avons montré que le fait de disposer d'un modèle de simulation nous permettait de réaliser l'optimisation sur un horizon temporel souhaité. Or, le modèle proposé reste d'ordre très élevé pour la simulation intégrée dans un calculateur automobile.

Par la suite nous proposons l'utilisation d'un modèle encore plus simplifié, mais en posant le problème d'optimisation de façon un peu différente. Pour cela, nous allons définir comme variables d'optimisation les grandeurs de sortie des cartographies, c'est-à-dire :

- une seule valeur de consigne de température d'eau (la valeur stabilisée) ;
- l'étage maximal à atteindre par les CTP.

Le double critère sera résolu de façon hiérarchisée : pour chaque niveau CTP, la méthode de Gauss-Newton est utilisée pour retrouver la consigne de température d'eau optimale permettant de minimiser le carré de l'erreur (par rapport au profil de la consigne filtrée) dans le même horizon temporel de 30 minutes défini pour l'optimisation hors-ligne. Puis, les 8 combinaisons possibles sont comparées et celle utilisant le plus faible niveau d'énergie est conservée comme étant la solution optimale. Celle-ci, \mathbf{u}^* , sera obtenue par :

$$\mathbf{u}^* = \underset{\mathbf{u}}{\operatorname{argmin}} \sum_{n=1}^N W_{total_n} \quad (5.66)$$

où W_{total_n} est l'énergie consommée par les actionneurs (équation 5.34) à l'instant n , N représente l'horizon et $\mathbf{u} \in \left\{ [CTP_0; T_{sp,eau_0}^*]^T, [CTP_1; T_{sp,eau_1}^*]^T, \dots, [CTP_7; T_{sp,eau_7}^*]^T \right\}$ est l'ensemble correspondant à chaque niveau CTP avec sa consigne de température optimale ($T_{sp,eau}^*$) minimisant :

$$J = \sum_{n=1}^N \left(e_{air,dyn}(CTP, T_{sp,eau}) \right)_n^2 \quad (5.67)$$

où l'erreur est calculée à l'aide de l'équation 5.45. La solution optimale à ce problème est obtenue par :

$$T_{sp,eau}^* = (J^T J)^{-1} \cdot J^T \cdot \begin{bmatrix} e_{air,dyn_1} \\ \vdots \\ e_{air,dyn_N} \end{bmatrix} \quad (5.68)$$

où J est la matrice Jacobienne du vecteur $[e_{air,dyn_1} \quad \dots \quad e_{air,dyn_N}]^T$.

Pour la résolution de ce problème, les modèles suivants sont nécessaires :

- un modèle du premier ordre bouclé avec un régulateur PI pour la température de l'eau¹²⁵ (équations 5.18, 5.22, 5.23) ;
- un modèle du premier ordre pour la consigne filtrée (équation 5.44) ;
- un modèle du premier ordre (dont les paramètres sont ceux utilisés pour le filtre de la consigne), avec un quantifieur, permettant de reproduire la réponse échelonnée des CTP obtenue par l'optimisation hors-ligne.

La dynamique de l'air étant très rapide, nous la négligerons dans l'équation 5.17 pour retrouver la température de l'air sortant de l'aérotherme ($T_{air,aer}$), ce qui permet de simplifier la modélisation. De même, en l'absence des états définissant la haute pression et le taux de compression, la puissance électrique du compresseur (W_{comp}) est déterminée de façon proportionnelle au régime du compresseur :

$$W_{comp} = \alpha_{opt,5} \cdot \omega \quad (5.69)$$

où le paramètre $\alpha_{opt,5}$ est identifié avec le modèle complet et ω est le régime du compresseur déterminé par le régulateur PI dans l'équation 5.22.

Il ne s'agit pas par ailleurs d'effectuer le calcul à chaque pas de temps. Ainsi, nous pouvons ajouter des règles au sein de l'algorithme de façon à relancer le calcul lorsque nécessaire, comme par exemple en comparant la valeur courante à celle obtenue à la minute précédente pour :

- la température extérieure ;
- la consigne de température de l'air ;
- le débit d'air ;

puis relançant le calcul si la différence absolue entre ces deux valeurs est supérieure à un seuil déterminé. L'algorithme complet est donné Figure 5.18.

¹²⁵ Qui doit par ailleurs inclure la saturation en régime et en la dérivée du régime, ainsi que l'anti-windup associé, pour rester réaliste.

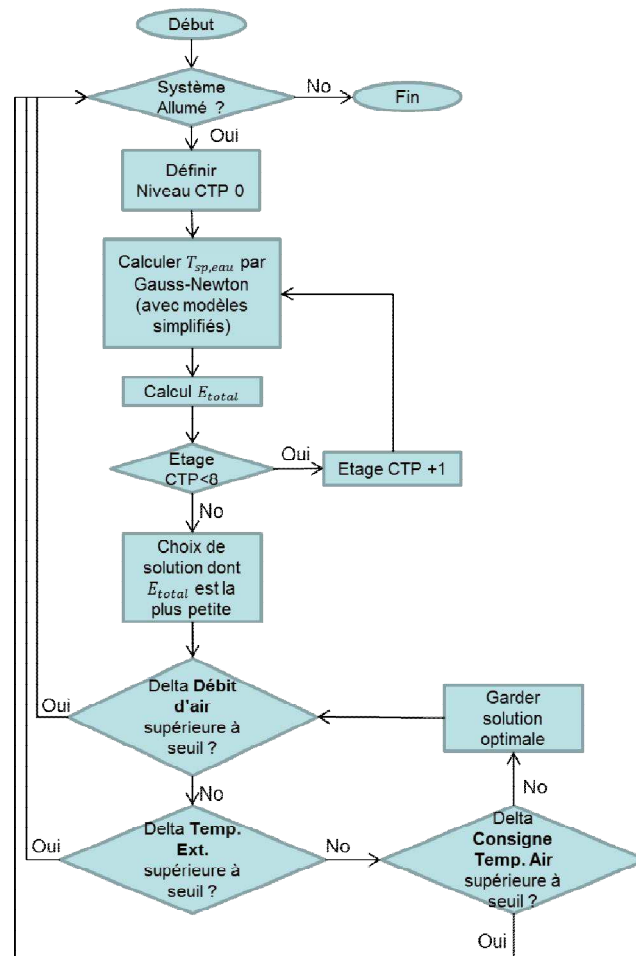


Figure 5.18. Algorithme proposé pour la résolution du problème d'optimisation.

4.1.2.2 SOLUTION AVEC MODÈLES SIMPLIFIÉS ET CARTOGRAPHIES

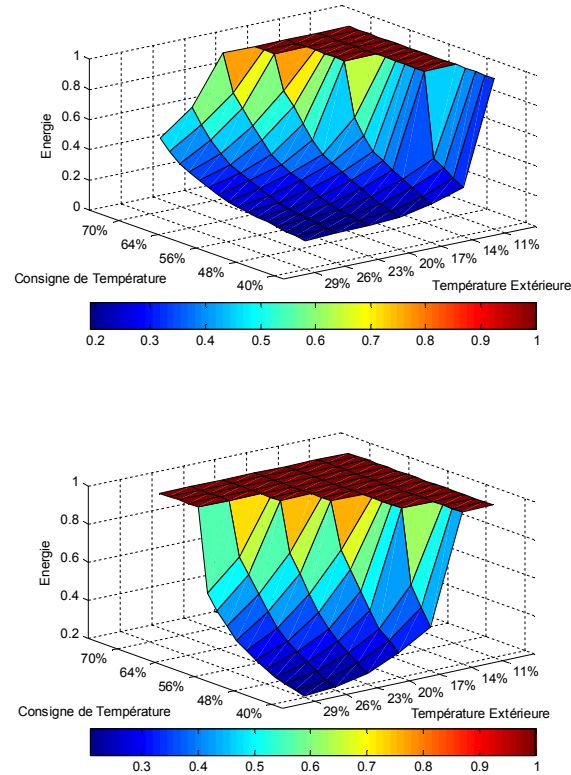
Un problème qui apparaît lors de la résolution de l'algorithme proposé est que le modèle ne permet pas de prendre en compte les contraintes dans le système (cela aurait un effet important sur la taille du modèle). Ainsi, il est possible que la solution trouvée se situe en dehors des points faisables par la pompe à chaleur.

Par ailleurs, la puissance électrique estimée pour la pompe à chaleur peut être fausse en raison des simplifications réalisées.

Une possibilité simple pour corriger ces deux problèmes est d'utiliser des cartographies pour déterminer la puissance électrique en fonction du débit d'air, de la température de consigne, et de la température extérieure. Dans cette cartographie, il serait possible de donner des valeurs élevées à la puissance

électrique dans les cas non-faisables, de manière à pénaliser ces cas et éviter de les choisir.

Pour cela, nous avons cartographié la consommation énergétique de la pompe à chaleur pour les mêmes cas que ceux utilisés lors de l'optimisation hors-ligne. Quelques résultats obtenus sont montrés figure 5.19.



*Figure 5.19. Cartographies de l'énergie en fonction de la température d'air et de consigne, pour 2 valeurs du débit (50 et 83,2%).
Les zones rouges représentent les zones non-faisables.*

D'après ces figures, nous pouvons observer qu'à des valeurs données de température extérieure et de débit d'air, la croissance de la consommation énergétique avec la température de consigne prend la forme de paraboles. Ainsi, nous pouvons modéliser l'énergie (E_{PAC}) de la pompe à chaleur par des équations polynomiales du deuxième ordre dépendant de la consigne de température de l'eau ($T_{sp,eau}$) :

$$E_{PAC} = \alpha_{opt,6} \cdot T_{sp,eau}^2 + \alpha_{opt,7} \cdot T_{sp,eau} + \alpha_{opt,8} \quad (5.70)$$

Les paramètres $\alpha_{opt,6}$, $\alpha_{opt,7}$ et $\alpha_{opt,8}$ peuvent être identifiés et inclus dans une cartographie ayant comme entrées le débit d'air et la température d'air extérieure.

Nous pouvons calculer également l'énergie des CTP (E_{CTP}) comme l'intégrale de la puissance électrique pour chaque niveau de puissance :

$$E_{CTP}(\mathbf{u}_{CTP1}, \mathbf{u}_{CTP2}, \mathbf{u}_{CTP3}) = \sum_{n=1}^N W_{CTP_{f_n}}(\mathbf{u}_{CTP1}, \mathbf{u}_{CTP2}, \mathbf{u}_{CTP3}) \quad (5.71)$$

où $W_{CTP_{f_n}}$ est la valeur filtrée¹²⁶ de la puissance électrique des CTP (W_{CTP}) à l'instant n.

Ces équations (5.70-5.71) nous permettront donc d'obtenir la consommation énergétique pour chaque niveau CTP avec la consigne de température d'eau associée. Ensuite, nous pouvons choisir les variables associées à la valeur minimale de puissance parmi les 8 options (comme nous l'avons fait dans la proposition n'incorporant pas de cartographies).

4.2 RESULTATS DE LA SIMULATION MIL

Les différentes démarches pour déterminer en ligne la consigne de température, et le niveau maximal des CTP, ont été évaluées à l'aide de la plateforme MIL. Les trois stratégies envisagées ont montré des améliorations (par rapport à la pompe à chaleur seule et lorsque les conditions le permettent) au regard du suivi de la consigne et de la minimisation de la consommation énergétique.

La Figure 5.20 montre les résultats pour un des cas où l'utilisation des CTP a permis de minimiser la consommation énergétique en assurant le suivi de consigne. Comme nous pouvons l'observer, toutes les solutions (même la pompe à chaleur seule) convergent vers la consigne de température d'air demandée avec peu d'erreur. De plus, les stratégies permettent d'obtenir une consommation énergétique plus faible que celle résultant de l'utilisation de la pompe à chaleur seule.

¹²⁶ Par le même filtre de premier ordre utilisé comme allure pour la consigne dans la température de l'air.

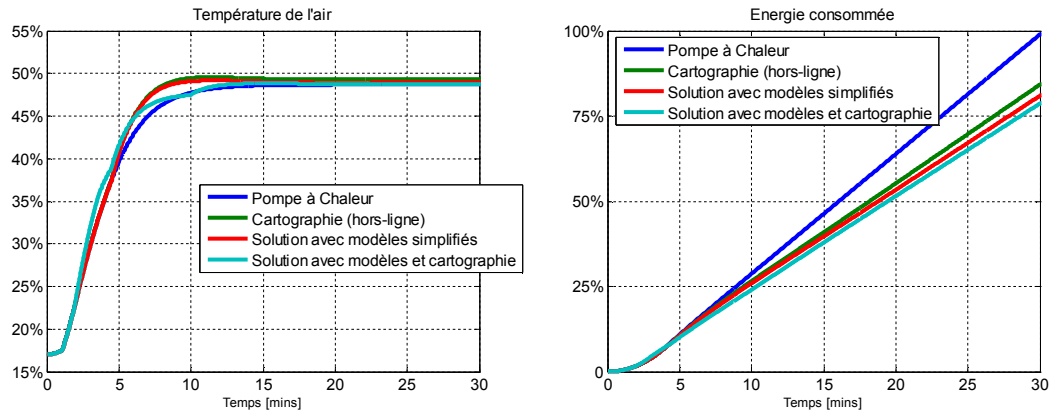
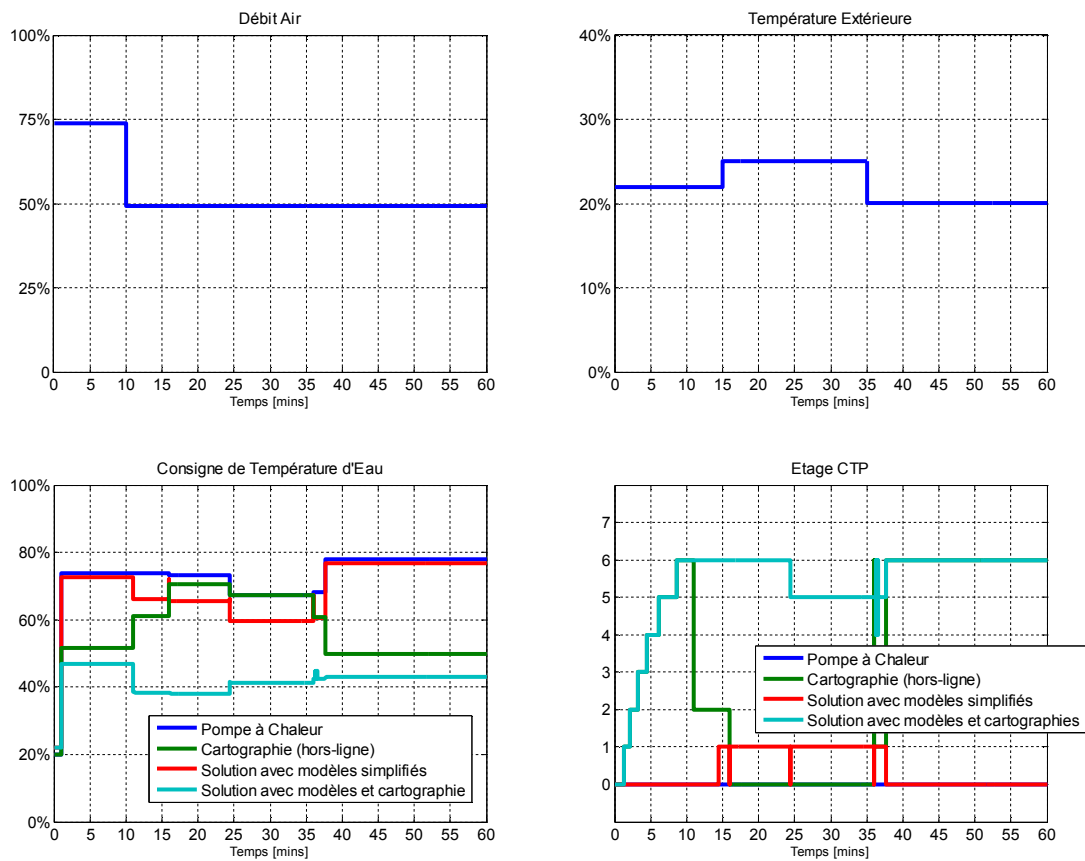


Figure 5.20. Dans cet exemple (débit air 66,7%, consigne de temp. à 50%, temp. ext. à 17%) les trois algorithmes utilisent des CTP pour satisfaire les deux critères. Le gain énergétique entre les trois est lié à l'erreur statique de chaque solution.

Par ailleurs, en présence de variations des grandeurs externes (consigne de température, température extérieure, ou débit air HVAC) les trois démarches fournissent de bons résultats. La Figure 5.21 montre un cas avec des variations des trois entrées.



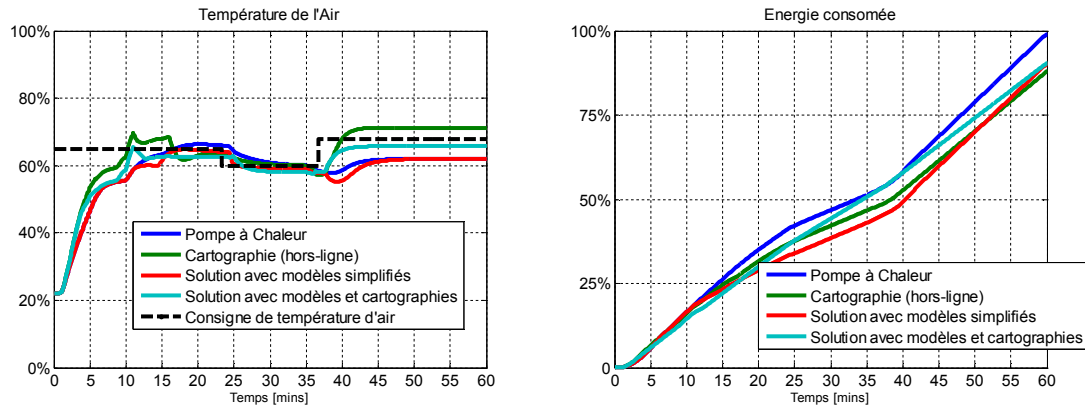


Figure 5.21. Exemple avec des variations du débit air, de la température extérieure et de la température de consigne d'air. En haut, débit air et température extérieure ; au milieu, variables optimisées ; en bas, température de l'air et énergie consommée.

Cet exemple nous permet d'observer que, sous certaines conditions, la cartographie ne permet pas d'interpoler correctement une solution satisfaisant les deux critères (la consommation énergétique reste la plus faible mais une erreur statique apparaît vers la fin de l'essai).

De même, nous pouvons observer que l'algorithme utilisant des modèles du premier ordre conduit à une erreur statique plus importante que celui associant des modèles et cartographies. En effet, le premier converge vers une utilisation de la pompe à chaleur sous l'hypothèse qu'elle sera capable de fournir la puissance thermique nécessaire, ce qui n'est pas possible. Ainsi, le deuxième algorithme permet de compenser les manques du premier et fournir l'erreur statique la plus faible, avec une consommation énergétique similaire à celle des autres solutions en ligne.

Enfin la Figure 5.22 montre un cas utilisant des données d'un essai sur véhicule (un des essais présentés au Chapitre III). Dans cet exemple, les deux algorithmes proposés assurent la convergence vers la consigne (même si le premier algorithme converge plus rapidement) avec une consommation énergétique plus faible que celle de la pompe à chaleur, qui par ailleurs n'arrive pas à fournir la puissance thermique nécessaire. La solution avec des cartographies s'avère la moins intéressante car, même si la consommation énergétique est la plus faible, elle présente aussi l'erreur statique la plus importante vers la fin de l'essai.

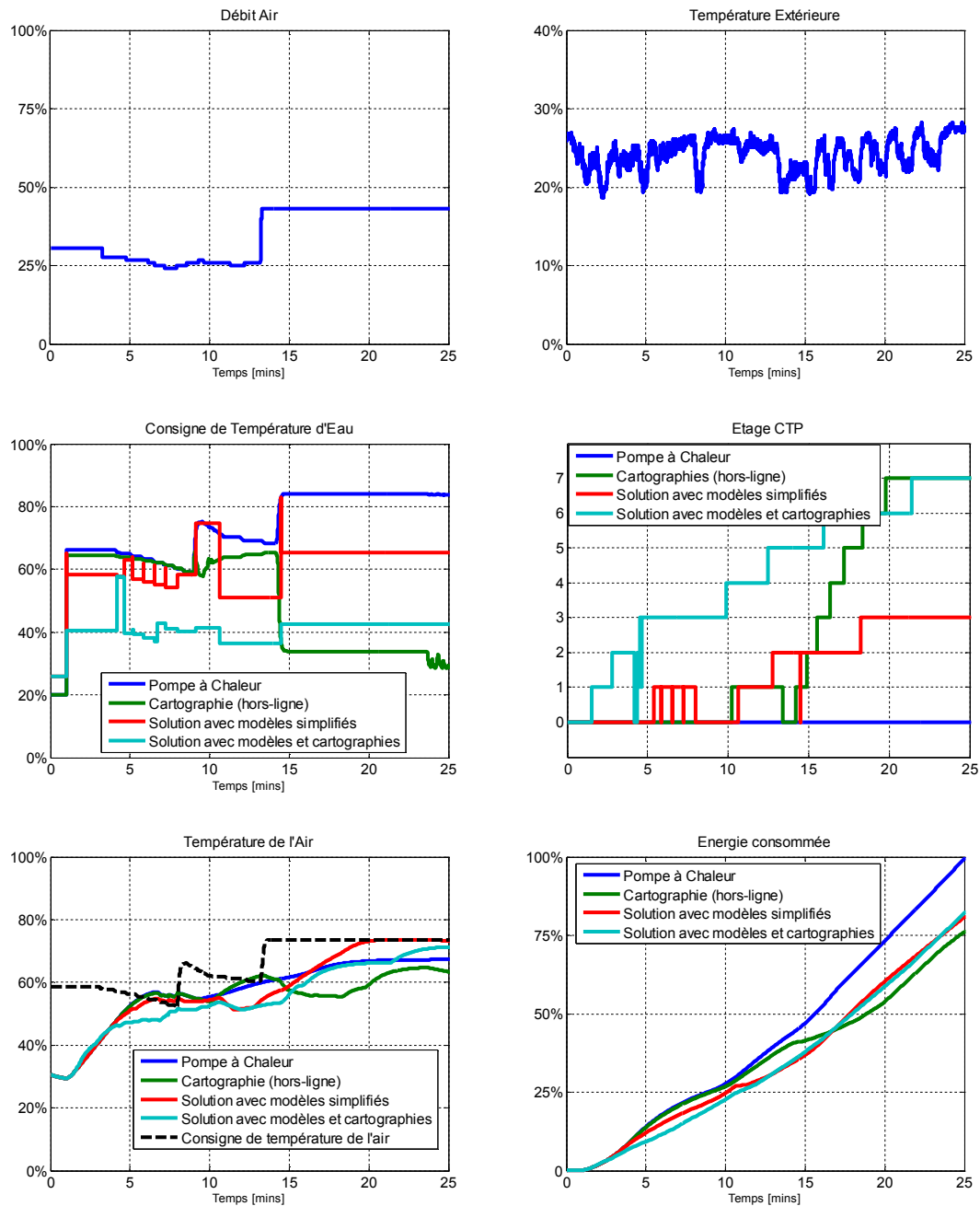


Figure 5.22. Exemple avec des données correspondant à un essai sur véhicule. En haut, débit air et température extérieure ; au milieu, variables optimisées ; en bas, température d'air et énergie consommée.

Les différentes solutions proposées peuvent être utilisées en temps réel (car le nombre d'opérations à réaliser reste modéré et celles-ci ne sont pas très complexes) même si la complexité (et donc la puissance de calcul nécessaire) est différente

pour chacune. De plus, il est intéressant de comparer la complexité des solutions en-ligne vis-à-vis de la complexité associée à leur mise au point hors-ligne :

- pour la solution avec des cartographies, il est nécessaire de réaliser le problème d'optimisation pour un grand nombre de cas, et puis une analyse des résultats est nécessaire pour retrouver les valeurs optimales ;
- pour la deuxième solution, il suffit d'identifier quelques paramètres du modèle (par exemple, les paramètres de la dynamique du premier ordre pour la température de l'eau) ;
- enfin la troisième solution demande la même complexité que la deuxième, avec en plus l'obtention de la cartographie de puissance électrique hors-ligne (qui, à l'aide de la plateforme développée, peut être obtenue beaucoup plus rapidement que la résolution du problème d'optimisation hors-ligne).

5 CONCLUSIONS DU CHAPITRE

Dans ce chapitre, nous avons posé le problème d'optimisation permettant de définir des consignes pour la pompe à chaleur et les CTP. Ce problème, de type optimisation hybride, a été résolu à l'aide des fonctionnalités disponibles dans la MPT Toolbox en utilisant des modèles simplifiés. Les résultats fournis ont été incorporés à la plateforme MIL développée au Chapitre III pour comparer l'efficacité des solutions proposées comparativement à l'utilisation de la pompe à chaleur en l'absence des CTP.

Les résultats obtenus ont montré que (pour certains points de fonctionnement) il peut être avantageux d'utiliser les CTP en parallèle, soit pour réduire la consommation énergétique (gains de jusqu'à 25% dans la consommation), soit pour assister la pompe à chaleur dans les cas non-faisables par celle-ci seule. Le premier cas peut être justifié par le fait que le COP de la Pompe à Chaleur varie en fonction de la température extérieure, la consigne de température et le débit d'air ; ainsi, l'efficacité de l'ensemble des actionneurs peut être améliorée lorsque l'on demande moins d'effort à la pompe à chaleur.

La problématique a également été étudiée pour la configuration air recyclé et en tenant compte des pertes électriques dans les CTP. Les résultats ont montré que, pour la configuration air recyclé, l'utilisation des CTP n'est pas nécessairement utile sauf pour les cas où la pompe à chaleur seule ne peut pas fournir la puissance thermique nécessaire.

Lorsque la pompe à chaleur a une influence sur l'efficacité électrique des CTP, la modélisation pour l'optimisation se complexifie. En conséquence, le temps de calcul

augmente considérablement par rapport au cas des modèles CTP idéales (qui peuvent être recalés pour prendre en compte les pertes électriques).

Enfin, trois solutions intégrables dans un véhicule (développés à partir des résultats en ligne) ont été élaborées. A l'aide de la plateforme de simulation, nous avons montré l'efficacité de chaque solution vis-à-vis d'une utilisation de la pompe à chaleur. Les trois solutions ont convergé vers des consommations énergétiques inférieures à celle de la pompe à chaleur seule, avec une erreur statique souvent plus faible. Pour le suivi de la consigne, les algorithmes proposés permettent d'obtenir de meilleurs résultats par rapport aux cartographies définies par l'optimisation hors-ligne. Un récapitulatif est donnée Tableau 5.1.

	Solution hors-ligne	Solution avec cartographies	Solution avec modèles simplifiés	Solution avec modèles simplifiés et cartographies
Embarquabilité	Pas possible	Possible	Possible	Possible
Complexité hors-ligne	<ul style="list-style-type: none"> - Identification de plusieurs modèles ; - Résolution du problème d'optimisation pour plusieurs points de fonctionnement 	<ul style="list-style-type: none"> - Identification de plusieurs modèles ; - Résolution du problème d'optimisation pour plusieurs points de fonctionnement 	<ul style="list-style-type: none"> - Identification d'un modèle simplifié 	<ul style="list-style-type: none"> - Identification d'un modèle simplifié - Calcul de l'énergie consommée pour plusieurs points de fonctionnement
Complexité en-ligne	Un calculateur embarqué traditionnel n'est pas adapté	2 cartographies 3D	Calculs simples	<ul style="list-style-type: none"> - Calculs simples - 1 cartographie 2D
Prise en compte des contraintes	Oui	Oui (indirecte)	Non	Oui (fictive)
Usage du modèle interne	Hors-ligne : Modèles du premier ordre regroupés dans un modèle d'ordre 12	Hors-ligne : Modèles du premier ordre regroupés dans un modèle d'ordre 12	En-ligne : <ul style="list-style-type: none"> - Modèle du premier ordre pour la température de l'eau - PI - Filtre du premier ordre 	Hors-ligne : <ul style="list-style-type: none"> - Modèle complet pour déterminer l'énergie consommée En-ligne : <ul style="list-style-type: none"> - Modèle du premier ordre pour la température de l'eau - PI - Filtre du premier ordre
Permettent l'utilisation optimale des CTP ?	Oui	Oui	Oui	Oui
Bilan	Permettrait d'obtenir les meilleurs résultats si l'embarquabilité était possible	Les cartographies fournissent des bons résultats pour les points de fonctionnement utilisés mais elles s'avèrent plus approximatives en interpolant les résultats	Très bonne solution sauf qu'il n'est pas toujours possible de prendre en compte les contraintes	Compromis entre les autres solutions

Tableau 5.1. Table récapitulatif des solutions utilisées

Conclusions et Perspectives

1 CONCLUSION GÉNÉRALE

Cette thèse porte sur la commande et l'optimisation des systèmes thermiques présents dans les véhicules électrifiés. Plus particulièrement cette thèse permet de définir des stratégies pour la commande des actionneurs d'une pompe à chaleur réversible, ainsi que pour la définition de consignes optimales pour un tel système en présence des thermistances (CTP) sur l'air.

Pour permettre de développer ces stratégies, il a été nécessaire de développer différents modèles, de complexités diverses, mais toujours orientés pour la commande. En effet, la complexité et la diversité des systèmes à compression de vapeur, tels que la pompe à chaleur réversible, rend difficile l'élaboration de modèles génériques exploitables dans un objectif de synthèse de lois de commande. C'est ainsi que, parmi les apports de cette thèse, nous avons développé en termes de modèle de simulation :

- des modèles physiques (non-linéaires), à paramètres localisés, incluant des équations statiques et dynamiques du premier ordre, représentant les différents éléments d'une pompe à chaleur réversible : un compresseur électrique, un détendeur électronique, un condenseur à air, un condenseur à eau, un évaporateur ;
- un modèle électrique pour les CTP ;
- un modèle de thermique habitacle, divisé en dix volumes virtuels d'air, fondé sur le bilan de températures pour chaque volume, ainsi que sur la distribution de l'aérodynamique fourni par un logiciel externe (FLUENT) ;
- un modèle établissant les bilans thermiques et massiques dans l'HVAC, permettant de relier les modèles mentionnés ci-dessus.

Ces modèles ont été intégrés dans une plateforme du type Model-in-the-Loop (MIL) de façon à permettre la validation des lois de commande et des stratégies de supervision. L'identification et la validation de ces modèles ont été réalisées à partir de diverses campagnes d'essai sur un banc et sur un véhicule prototype. Nous avons également développé en termes de modèles de commande et de supervision (utilisable dans un but d'optimisation) :

- un modèle simplifié de la pompe à chaleur, issu de la linéarisation d'un modèle non-linéaire (pour divers points de fonctionnement), permettant de définir les lois de commande en tenant compte des limitations et contraintes présentes dans le système ;

- des modèles affines pour l'ensemble du système (pompe à chaleur, CTP, thermique habitacle, HVAC), permettant de gérer de façon optimale les consignes pour la pompe à chaleur et les CTP.

Ces modèles ont été validés (et identifiés dans le cas des modèles pour la supervision) à l'aide de la plateforme MIL cité auparavant. L'adaptabilité de ces modèles à d'autres systèmes similaires a été discutée de façon à permettre leur réutilisation.

De plus, l'ensemble de ces modèles s'est avéré suffisamment fiable et représentatif du comportement réel pour être utilisé lors de la synthèse des lois de commande et au sein des stratégies de supervision.

Ainsi, en termes de stratégies de commande, et à l'aide du modèle linéarisé, nous avons défini :

- un premier régulateur de type proportionnel-intégral (PI), un deuxième régulateur synthétisé par une approche de type H_∞ , et un troisième régulateur issu de la simplification du précédent, afin de piloter le régime d'un compresseur électrique en fonction de l'erreur entre la consigne de température de l'eau et la valeur mesurée de cette grandeur ;
- une structure de commande, indépendante du type de régulation choisi, permettant de tenir compte et de gérer les différentes contraintes du système en boucle fermée (une des contributions de cette thèse) ;
- deux algorithmes (une autre contribution de cette thèse) permettant de piloter le groupe moto-ventilateur (GMV) de façon à garantir l'évaporation totale du réfrigérant dans l'évaporateur (nécessaire pour éviter d'endommager le compresseur).

Les résultats ont montré qu'une loi de commande issue d'une synthèse H_∞ permet d'améliorer le temps de réponse du système par rapport à un correcteur PI mais en augmentant fortement l'ordre du régulateur. Cependant, il est possible de déduire un régulateur d'ordre réduit qui réalise un compromis entre ces deux régulateurs.

Pour sa part, la structure de commande proposée permet de minimiser l'impact des différentes contraintes tout en les respectant, en assurant un parfait suivi de la consigne lorsque ces contraintes ne sont plus dépassées. Parmi ses avantages, mentionnons les points suivants :

- les paramètres des régulateurs des boucles de contraintes peuvent être réglés de façon indépendante avec des valeurs qui assurent la stabilité propre de chaque boucle ;
- la structure permet de remplacer le régulateur principal sans remettre en cause son fonctionnement global ;
- l'inclusion d'un effet anti-windup dans la structure, pour prendre en compte la saturation de l'actionneur, a été réalisée ;

- il est possible d'imposer une action intégrale dans le régulateur principal, de façon à réduire l'erreur statique induite par les contraintes. Cet intégrateur peut être utilisé également par les boucles des contraintes de manière à obtenir de meilleures réponses dès qu'une contrainte est dépassée.

Les algorithmes proposés pour la commande du GMV ont pour objectif de réduire la consommation énergétique associée à cet actionneur. Les deux algorithmes permettent de réduire la consommation énergétique par rapport à une valeur constante. Tandis que le deuxième algorithme reste optimal, sa complexité peut s'avérer problématique dans un contexte d'intégration dans un véhicule.

Enfin, la dernière partie de cette thèse s'est intéressée à l'optimisation énergétique de la pompe à chaleur en présence des CTP. En raison de la nature hybride (continue et discrète) des actionneurs, le problème doit être résolu avec des outils spécifiques (dans le contexte de ces travaux la résolution a été effectuée à l'aide des fonctionnalités de la toolbox MPT).

Les algorithmes implantés dans ce logiciel font intervenir différentes théories et stratégies, telles que la commande prédictive, une technique d'optimisation de type Branch & Bound, le recours à la programmation mixte en nombres entiers, et l'utilisation d'un solveur externe pour résoudre le problème d'optimisation (usuellement par des variations de la méthode Simplexe).

Cela a nécessité, pour ce qui concerne les travaux de thèse :

- de développer des modèles affines (ou affines par morceaux);
- de définir un critère permettant de minimiser la consommation énergétique, tout en respectant le suivi de consigne ;
- de redéfinir les contraintes présentes dans le système de manière à se limiter aux cas faisables ;
- de définir plusieurs paramètres tels que l'horizon, le pas d'échantillonnage, ou bien les pondérations du critère ;
- d'ajouter des contraintes temporelles pour pouvoir considérer un pas d'échantillonnage différent pour la simulation du modèle et l'élaboration de la commande, de façon à conserver un modèle suffisamment représentatif tout en réduisant le temps de calcul ;
- d'utiliser un filtre du premier ordre (défini à partir des spécifications du cahier de charges pour la commande) pour éviter que la dynamique très rapide des CTP ne pénalise le confort des passagers du véhicule.

Ainsi, les consignes optimales ont été déterminées pour plusieurs points de fonctionnement dans les configurations « air neuf » et « recyclage total de l'air ». Ces résultats ont été également analysés en présence de certains défauts dans les CTP.

La faisabilité du problème d'optimisation pour les différents scénarios s'est avérée possible car il y avait plusieurs degrés de liberté dans le système, et il n'y avait pas de contraintes critiques. Les résultats de ces scénarios ont permis d'identifier des points de fonctionnement pour lesquels l'utilisation des CTP est nécessaire, soit pour réduire la consommation énergétique (jusqu'à 25%), soit pour assurer la puissance thermique demandée.

L'analyse de ces résultats a permis également de proposer et développer des stratégies de supervision qui peuvent être intégrés dans le calculateur d'un véhicule. La complexité montante de chaque solution permet de compenser les défauts des autres solutions (voir Tableau 5.1).

Enfin, une attention particulière a été donnée dans ces travaux de thèse pour assurer l'applicabilité, dans le milieu industriel, de l'ensemble des outils techniques et des algorithmes proposés et/ou utilisés.

2 PERSPECTIVES

Le confort thermique des passagers d'un véhicule électrique étant un problème crucial dans un domaine stratégique, les travaux effectués ouvrent la voie à de multiples perspectives dans la continuité des différents domaines abordés dans cette thèse.

Une première voie concerne l'architecture du système et la distribution des capteurs. En effet, indépendamment du choix des technologies, une certaine attention doit être portée aux problèmes qui peuvent apparaître par la disposition des éléments dans la voiture. Nous suggérons par exemple :

- de repenser la façon selon laquelle les CTP et la pompe à chaleur sont positionnées, de manière à éviter que l'utilisation de l'un de ces systèmes n'affecte la performance de l'autre ;
- d'étager la valeur des CTP d'une façon plus proportionnelle entre les différents niveaux¹²⁷ (cela doit permettre d'utiliser au mieux les étages intermédiaires dans le problème d'optimisation) ;
- de repositionner les capteurs de pression (pour la commande) pour prendre les mesures en des points les plus proches de l'entrée et de la sortie du compresseur (cela permettra de gérer les contraintes de pression en des points de pression minimale et maximale du réfrigérant).

¹²⁷ Par exemple : $W_{CTP_2} = 2 \cdot W_{CTP_1}$ et $W_{CTP_3} = 2 \cdot W_{CTP_2}$ au lieu de $W_{CTP_2} = (7/3) \cdot W_{CTP_1}$ et $W_{CTP_3} = (8/3) \cdot W_{CTP_1}$.

Concernant la modélisation, nous proposons :

- de réutiliser les modèles pour des systèmes similaires, de manière à valider leur adaptabilité ;
- d'inclure un modèle d'humidité pour l'habitacle permettant de gérer le désembuage du pare-brise ;
- de définir des modèles de givrage pour la pompe à chaleur, ce qui pourra être avantageux pour la commande ;
- de traiter les cas des systèmes transcritiques, ce qui demanderait de reformuler certaines hypothèses.

Pour la commande, il serait intéressant :

- de formuler une technique d'analyse de la stabilité globale de la structure, par exemple en séparant les composants linéaires des constituants non-linéaires (notamment les saturations pour l'actionneur et pour le dépassement des contraintes) ;
- de réaliser une étude de robustesse vis-à-vis des variations des paramètres du système et vis-à-vis des perturbations ;
- de proposer des solutions alternatives à la structure lorsque le gain d'une boucle des contraintes n'est pas assez élevé pour satisfaire le suivi de consigne, par exemple, en réduisant complètement le gain intégral du régulateur PI pour la boucle principale (c'est-à-dire, transformer sa structure en celle d'un régulateur proportionnel).

Pour l'optimisation, quelques pistes à étudier seraient :

- l'introduction d'un « mode arrêt » pour la pompe à chaleur, afin de l'éteindre si cela présente des avantages en termes de consommation énergétique plus faible¹²⁸ ;
- de prendre en compte le GMV comme un degré de liberté additionnel ;
- d'étudier le problème d'optimisation (hors-ligne et en-ligne) en utilisant le recyclage partiel d'air. Le recyclage total d'air permet de réduire la consommation énergétique (par rapport à l'air neuf) mais ne peut pas être toujours actif pour des raisons de sécurité des passagers (taux CO₂ et humidité) ;
- de donner le choix au conducteur parmi différents niveaux de la prestation confort thermique, en profitant des informations additionnelles fournis par d'autres systèmes dans la voiture (sur le parcours à réaliser¹²⁹, la charge de

¹²⁸ Pour éviter les problèmes d'inversion du sens d'écoulement cités au chapitre IV, « éteindre la pompe à chaleur » demande de fermer les vannes et détendeurs dans le système réel au moment d'arrêter le compresseur.

¹²⁹ Les systèmes de navigation permettraient d'anticiper les changements de la température extérieure par exemple.

la batterie¹³⁰, etc.). Cela permettrait, par exemple, d'adapter le filtre imposé (de la consigne pour le problème d'optimisation) par rapport aux besoins et au profil du conducteur (par exemple, pour assurer le confort plus rapidement même si cela consomme plus d'énergie prise dans la batterie, ou pour faire l'inverse).

Enfin, il serait également intéressant de pouvoir valider les différentes techniques de commande et de supervision proposées dans cette thèse dans un véhicule prototype.

¹³⁰ Cela permettrait d'assurer que l'énergie est suffisante pour assurer la prestation pour un parcours donné ou s'il faut dégrader la prestation. Un estimateur du SOC (State-of-Charge pour le sigle en anglais) est donné par : (Gagneur, Forgez, & Driemeyer Franco, 2013)

Annexes et Bibliographie

ANNEXE A : MÉTHODES POUR L'ESTIMATION DE LA PUISSANCE THERMIQUE ÉCHANGÉE DANS LES ÉCHANGEURS DE CHALEUR

Pour déterminer l'efficacité des échangeurs de chaleur, plusieurs méthodes existent (ϵ -NUT, P -NUT, DTLM, $\psi - P, \dots$). Parmi elles, les plus répandues sont la méthode « Différence de Température Logarithmique Moyenne » (DTLM) et la méthode d'Efficacité-Nombre d'Unités de Transfert (ϵ -NUT).

MÉTHODE DTLM

Pour déterminer la puissance thermique échangée entre deux fluides au travers d'un organe échangeur de chaleur, nous pouvons utiliser l'équation suivante :

$$Q = \Gamma \cdot S \cdot \Delta T \quad (\text{A.1})$$

où S représente la surface d'échange (Figure A.1), ΔT la différence de température entre les fluides chaud et froid, et Γ est le coefficient global d'échange de chaleur (qui représente la résistance thermique totale apparaissant entre deux fluides et dépend donc des caractéristiques de ces derniers). Ce coefficient dépend de l'architecture de l'échangeur de chaleur. Néanmoins, une façon générale pour l'obtenir est donnée par :

$$\frac{1}{\Gamma \cdot S} = \frac{1}{H_1 \cdot S_1} + \frac{l}{k \cdot S} + \frac{1}{H_2 \cdot S_2} \quad (\text{A.2})$$

où H_i et S_i représentent respectivement le coefficient de transfert thermique¹³¹ (de convection) et la surface d'échange pour chaque fluide. Pour la paroi qui sépare les fluides : l est la distance entre les fluides (épaisseur de la paroi) et k le coefficient de transfert thermique (de conduction).

¹³¹ Comme il est indiqué dans (Navarro-Esbri, Ginestar, Belman, Milian, & Verdu, 2010), plusieurs corrélations existent pour déterminer cette valeur (dépendant de plusieurs facteurs tels que le nombre de Reynolds, le type de fluide (air, eau, réfrigérant), la phase et la vitesse du fluide, le nombre de Prandtl...).

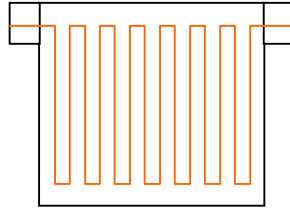


Figure A.1. La surface de contact d'un échangeur de chaleur est la surface du tuyau (le tuyau est marqué en rouge dans la figure)

Cependant, dans son parcours au sein de l'échangeur de chaleur (qui peut être vu comme un tuyau de longueur d), la température des fluides peut varier (voir par exemple Figure A.2). Pour cette raison, la différence de température logarithmique moyenne est utilisée dans l'équation A.1 :

$$Q = \Gamma \cdot S \cdot \Delta T_{lm} \quad (\text{A.3})$$

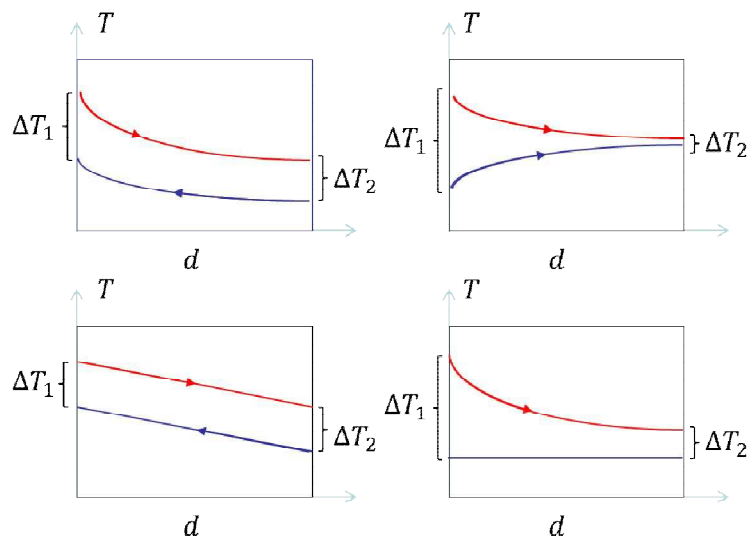


Figure A.2. Différentes configurations pour deux fluides échangeant leur puissance thermique dans un tuyau de longueur d :

- en haut à gauche : écoulement en contre-courant
- en haut à droite : écoulement en parallèle
- en bas à gauche : écoulement en contre-courant avec des fluides ayant le même coefficient de conductivité thermique
- en bas à droite : évaporation d'un des fluides

Cette différence de températures est donnée par :

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)} \quad (\text{A.4})$$

où ΔT_1 et ΔT_2 sont les différences de température calculées en deux points opposés de l'organe (ce qui demande donc la connaissance des températures en entrée et sortie pour les deux fluides).

De même, certains cas (sens de circulation transversal, par exemple) demandent l'inclusion d'un facteur correctif dans la détermination de la différence de températures logarithmique moyenne.

MÉTHODE D'EFFICACITÉ-NUT

Cette méthode est préférée par rapport à la méthode DTLM en l'absence de la connaissance des températures en sortie des échangeurs (même si la méthode DTML peut être encore utilisée par itérations successives). La méthode ϵ -NUT se fonde sur le calcul de la puissance thermique maximale à échanger par les fluides :

$$Q_{max} = C_{min} \cdot \Delta T_{ent} \quad (\text{A.5})$$

où ΔT_{ent} est la différence de température en entrée de l'échangeur et C_{min} la capacité thermique minimale des fluides. Néanmoins, cette puissance thermique est idéale, et donc un facteur d'efficacité (ϵ) est utilisé pour déterminer la puissance thermique réelle échangée par les fluides :

$$Q = \epsilon \cdot Q_{max} \quad (\text{A.6})$$

Cette efficacité (adimensionnelle) est une fonction dépendant du rapport entre les capacités minimale et maximale des fluides ($C_r = C_{max}/C_{min}$) et du « nombre d'unités de transfert » NUT. Quelques exemples des fonctions définissant l'efficacité sont donnés Tableau A.1¹³².

¹³² D'autres exemples peuvent être retrouvés dans (Incropera & DeWitt, 1996).

Technologie de l'échangeur	Type d'écoulement	Relation
Coaxial	Parallèle	$\epsilon = \frac{1 - e^{-NUT \cdot (1 + C_r)}}{1 + C_r}$
	Contre-courant	$\epsilon = \frac{1 - e^{-NUT \cdot (1 + C_r)}}{1 - C_r \cdot e^{-NUT \cdot (1 + C_r)}}$ si $C_r < 1$
		$\epsilon = \frac{NUT}{1 + NUT}$ si $C_r = 1$
A tube et calandre	1 passe	$\epsilon_1 = 2 \cdot \left(1 + C_r + (1 + C_r^2)^{\frac{1}{2}} \cdot \frac{1 + e^{-NUT \cdot (1 + C_r^2)^{\frac{1}{2}}}}{1 - e^{-NUT \cdot (1 + C_r^2)^{\frac{1}{2}}}} \right)^{-1}$
	n passes	$\epsilon = \left(\left(\frac{1 - \epsilon_1 \cdot C_r}{1 - \epsilon_1} \right)^n - 1 \right) \cdot \left(\left(\frac{1 - \epsilon_1 \cdot C_r}{1 - \epsilon_1} \right)^n - C_r \right)^{-1}$

Tableau A.1. Exemples de fonctions pour déterminer l'efficacité (ϵ) d'un échangeur de chaleur

Le paramètre NUT (adimensionnel aussi) est défini par :

$$NUT = \frac{\Gamma \cdot S}{C_{min}} \quad (A.7)$$

où S représente la surface d'échange et Γ est le coefficient global d'échange de chaleur.

ANNEXE B : MODÈLE LINÉAIRE POUR LA COMMANDE

Cette annexe décrit la linéarisation des équations nécessaire à l'obtention d'un modèle de commande linéarisé. Quelques spécifications sont à prendre en compte :

- La famille d'équations linéaires qui remplace chaque cartographie sera décrite sous la forme générale suivante :

$$f(arg) = f_1 + f_2 \cdot arg$$

- Les pertes de charge dans un composant sont indiquées par l'indice correspondant au composant, par exemple :

$$\alpha_{comp}$$

correspond aux pertes de charge dans le compresseur. Les pertes de charge entre deux composants sont indiquées par un tiret entre les deux indices, par exemple :

$$\alpha_{comp-cond}$$

correspond aux pertes de charge dans les canalisations entre le compresseur et le condenseur.

- L'indice var^0 indique la valeur au point d'équilibre pour la variable var .

Enfin, la signification des autres variables peut être retrouvée dans la nomenclature de cette thèse.

ÉTAT 1 : RÉGIME DU COMPRESSEUR

$$\begin{aligned} \delta \dot{\mathbf{x}}_1 = & \left(-\frac{1}{\tau_1} - \frac{\alpha_1 \cdot \rho_{ref,gs,2} \cdot \mathbf{u}_1^0 \cdot (\alpha_{evap} + \alpha_{evap-comp})}{60 \cdot \tau_1} \right) \cdot \delta \mathbf{x}_1 + \\ & + \left(\frac{\alpha_1 \cdot \rho_{ref,gs,2} \cdot \mathbf{u}_1^0}{60 \cdot \tau_1} \right) \cdot \delta \mathbf{x}_5 \\ & + \left(\frac{\alpha_1 \cdot (\rho_{ref,gs,1} + \rho_{ref,gs,2} \cdot (\mathbf{x}_5^0 - \mathbf{x}_1^0 \cdot (\alpha_{evap} + \alpha_{evap,comp})))}{60 \cdot \tau_1} \right) \cdot \delta \mathbf{u}_1 \end{aligned} \quad (B.1)$$

ÉTAT 2 : PRESSION DU RÉFRIGÉRANT SORTANT DU COMPRESSEUR

$$\delta \dot{\mathbf{x}}_2 = \frac{\alpha_2}{\tau_2} \cdot \delta \mathbf{x}_1 - \frac{1}{\tau_2} \cdot \delta \mathbf{x}_2 - \frac{\alpha_3}{(\mathbf{d}_1^0)^2 \cdot \tau_2} \cdot \delta \mathbf{d}_1 - \frac{\alpha_4}{\tau_2} \cdot \delta \mathbf{d}_3 \quad (\text{B.2})$$

ÉTAT 3 : TEMPÉRATURE DU RÉFRIGÉRANT SORTANT DU COMPRESSEUR

$$\delta \dot{\mathbf{x}}_3 = \left(\begin{aligned} & \frac{T_{ref,sat,1} + T_{ref,sat,2} \cdot \mathbf{x}_2^0}{\alpha_8} + \\ & - \frac{h_{ref,gs,2} \cdot \mathbf{x}_2^0 - h_{ref,gs,2} \cdot (\mathbf{x}_5^0 - \mathbf{x}_1^0 \cdot (\alpha_{evap} + \alpha_{evap-comp}))}{\alpha_8 \cdot (Cp_{ref,gs,1} + Cp_{ref,gs,2} \cdot \mathbf{x}_2^0)} + \\ & + \frac{\eta_{elec} \cdot \left(\alpha_5 \cdot \mathbf{u}^0 + \alpha_6 \cdot \mathbf{x}_2^0 + \frac{\alpha_7 \cdot \mathbf{x}_2^0}{\mathbf{x}_5^0 - \mathbf{x}_1^0 \cdot (\alpha_{evap} + \alpha_{evap-comp})} \right)}{\alpha_8 \cdot \mathbf{x}_1^0 \cdot (Cp_{ref,gs,1} + Cp_{ref,gs,2} \cdot \mathbf{x}_2^0)} + \\ & - \frac{\mathbf{x}_3^0 - \mathbf{x}_1^0 \cdot h_{ref,gs,2} \cdot (\alpha_{evap} + \alpha_{evap-comp})}{\alpha_8 \cdot \alpha_8 \cdot (Cp_{ref,gs,1} + Cp_{ref,gs,2} \cdot \mathbf{x}_2^0)} + \\ & - \frac{\eta_{elec} \cdot \left(\alpha_5 \cdot \mathbf{u}^0 + \alpha_6 \cdot \mathbf{x}_2^0 + \frac{\alpha_7 \cdot \mathbf{x}_2^0}{\mathbf{x}_5^0 - \mathbf{x}_1^0 \cdot (\alpha_{evap} + \alpha_{evap-comp})} \right)}{\alpha_8 \cdot \mathbf{x}_1^0 \cdot (Cp_{ref,gs,1} + Cp_{ref,gs,2} \cdot \mathbf{x}_2^0)} + \\ & - \frac{\alpha_7 \cdot \eta_{elec} \cdot \mathbf{x}_2^0 \cdot (\alpha_{evap} + \alpha_{evap-comp})}{\alpha_8 \cdot (Cp_{ref,gs,1} + Cp_{ref,gs,2} \cdot \mathbf{x}_2^0) \cdot (\mathbf{x}_5^0 - \mathbf{x}_1^0 \cdot (\alpha_{evap} + \alpha_{evap-comp}))^2} \end{aligned} \right) \cdot \delta \mathbf{x}_1 +$$

$$+ \left(\begin{aligned} & \frac{T_{ref,sat,2}}{\alpha_8} - \frac{h_{ref,gs,2}}{\alpha_8 \cdot (Cp_{ref,gs,1} + Cp_{ref,gs,2} \cdot \mathbf{x}_2^0)} + \\ & + \frac{Cp_{ref,gs,2} \cdot (h_{ref,gs,2} \cdot \mathbf{x}_2^0 - h_{ref,gs,2} \cdot (\mathbf{x}_5^0 - \mathbf{x}_1^0 \cdot (\alpha_{evap} + \alpha_{evap-comp})))}{\alpha_8 \cdot (Cp_{ref,gs,1} + Cp_{ref,gs,2} \cdot \mathbf{x}_2^0)^2} + \\ & + \frac{\eta_{elec} \cdot \left(\alpha_6 + \frac{\alpha_7}{\mathbf{x}_5^0 - \mathbf{x}_1^0 \cdot (\alpha_{evap} + \alpha_{evap-comp})} \right)}{\alpha_8 \cdot \mathbf{x}_1^0 \cdot (Cp_{ref,gs,1} + Cp_{ref,gs,2} \cdot \mathbf{x}_2^0)} + \\ & - \frac{Cp_{ref,gs,2} \cdot \eta_{elec} \cdot \left(\alpha_5 \cdot \mathbf{u}^0 + \alpha_6 \cdot \mathbf{x}_2^0 + \frac{\alpha_7 \cdot \mathbf{x}_2^0}{\mathbf{x}_5^0 - \mathbf{x}_1^0 \cdot (\alpha_{evap} + \alpha_{evap-comp})} \right)}{\alpha_8 \cdot \mathbf{x}_1^0 \cdot (Cp_{ref,gs,1} + Cp_{ref,gs,2} \cdot \mathbf{x}_2^0)^2} \end{aligned} \right) \cdot \mathbf{x}_1^0 \cdot \delta \mathbf{x}_2$$

$$\begin{aligned}
& -\frac{1}{\alpha_8} \cdot \delta \mathbf{x}_3 \\
& + \left(\frac{\frac{\mathbf{x}_1^0 \cdot h_{ref,gs,2}}{\alpha_8 \cdot (Cp_{ref,gs,1} + Cp_{ref,gs,2} \cdot \mathbf{x}_2^0)} + \alpha_7 \cdot \eta_{elec} \cdot \mathbf{x}_2^0}{\alpha_8 \cdot \mathbf{x}_1^0 \cdot (Cp_{ref,gs,1} + Cp_{ref,gs,2} \cdot \mathbf{x}_2^0) \cdot (\mathbf{x}_5^0 - \mathbf{x}_1^0 \cdot (\alpha_{evap} + \alpha_{evap-comp}))^2} \right) \cdot \delta \mathbf{x}_5 \\
& + \left(\frac{\alpha_5 \cdot \eta_{elec}}{\alpha_8 \cdot (Cp_{ref,gs,1} + Cp_{ref,gs,2} \cdot \mathbf{x}_2^0)} \right) \cdot \delta \mathbf{u}
\end{aligned} \tag{B.3}$$

ÉTAT 4 : TEMPÉRATURE DE L'EAU ENTRANT À L'AÉROTHERME

Les équations définissant la température de l'eau entrant à l'aérotherme incluent plusieurs non-linéarités et couplages entre elles. Il est donc plus simple de présenter plusieurs équations linéaires, au lieu d'en introduire une seule de taille assez importante. Selon cette représentation, nous considérons que les différentes grandeurs peuvent être déterminées à l'aide du modèle complet développé au Chapitre III.

$$\begin{aligned}
\delta \dot{\mathbf{x}}_4 = & -\frac{\dot{m}_{eau}}{\alpha_{18}} \cdot \delta \mathbf{x}_4 - \left(\frac{Cp_{eau,2} \cdot Q_{ref,ls}^0}{\alpha_{18} \cdot (Cp_{eau,1} + Cp_{eau,2} \cdot T_{eau,int}^0)^2} - \frac{\dot{m}_{eau}}{\alpha_{18}} \right) \cdot \delta T_{eau,int} \\
& - \frac{1}{\alpha_{18} \cdot (Cp_{eau,1} + Cp_{eau,2} \cdot T_{eau,int}^0)} \cdot \delta Q_{ref,ls}
\end{aligned} \tag{B.4}$$

$$\begin{aligned}
\delta T_{eau,int} = & \left(1 - \frac{Cp_{eau,2} \cdot (Q_{ref,gs}^0 + Q_{ref,diph}^0)}{\dot{m}_{eau} \cdot (Cp_{eau,1} + Cp_{eau,2} \cdot T_{eau,cond,ent}^0)^2} \right) \cdot \delta T_{eau,cond,ent} + \\
& + \frac{1}{\dot{m}_{eau} \cdot (Cp_{eau,1} + Cp_{eau,2} \cdot T_{eau,cond,ent}^0)} \cdot \delta Q_{ref,gs} \\
& + \frac{1}{\dot{m}_{eau} \cdot (Cp_{eau,1} + Cp_{eau,2} \cdot T_{eau,cond,ent}^0)} \cdot \delta Q_{ref,diph}
\end{aligned} \tag{B.5}$$

$$\begin{aligned}
\delta Q_{ref,ls} = & -C_{\min(ref,ls;eau)}^0 \cdot T_{sat,2} \cdot \alpha_{17} \cdot (\alpha_{cond} + \alpha_{comp-cond}) \cdot \delta \mathbf{x}_1 + \\
& + C_{\min(ref,ls;eau)}^0 \cdot T_{sat,2} \cdot \alpha_{17} \cdot \delta \mathbf{x}_2 + \\
& - \alpha_{17} \cdot (T_{eau,int}^0 - T_{sat,1} + T_{sat,2} \cdot (\alpha_{cond} \cdot \mathbf{x}_1^0 - \mathbf{x}_2^0 + \alpha_{comp-cond} \cdot \mathbf{x}_1^0)) \cdot \delta C_{\min(ref,ls;eau)} \\
& - C_{\min(ref,ls;eau)}^0 \cdot \alpha_{17} \cdot \delta T_{eau,int}
\end{aligned} \tag{B.6}$$

$$\begin{aligned}
\delta T_{eau,cond,ent} = & \left(1 - \frac{C_{\min(eau;air)}^0 \cdot Cp_{eau,2} \cdot \alpha_{13} \cdot (\mathbf{d}_3^0 - \mathbf{x}_4^0)}{\dot{m}_{eau} \cdot (Cp_{eau,1} + Cp_{eau,2} \cdot \mathbf{x}_4^0)^2} \right. \\
& \left. - \frac{C_{\min(eau;air)}^0 \cdot \alpha_{13}}{\dot{m}_{eau} \cdot (Cp_{eau,1} + Cp_{eau,2} \cdot \mathbf{x}_4^0)} \right) \cdot \delta \mathbf{x}_4 + \\
& + \frac{C_{\min(eau;air)}^0 \cdot \alpha_{13}}{\dot{m}_{eau} \cdot (Cp_{eau,1} + Cp_{eau,2} \cdot \mathbf{x}_4^0)} \cdot \delta \mathbf{d}_3 + \frac{\alpha_{13} \cdot (\mathbf{d}_3^0 - \mathbf{x}_4^0)}{\dot{m}_{eau} \cdot (Cp_{eau,1} + Cp_{eau,2} \cdot \mathbf{x}_4^0)} \cdot \delta C_{\min(eau;air)}
\end{aligned} \tag{B.7}$$

$$\begin{aligned}
\delta Q_{ref,gs} = & \left(Cp_{ref,gs,2} \cdot \alpha_{comp-cond} \cdot \mathbf{x}_1^0 \cdot (T_{sat,1} - \mathbf{x}_3^0 + T_{sat,2} \cdot (\mathbf{x}_2^0 - \alpha_{comp-cond} \cdot \mathbf{x}_1^0)) + \right. \\
& \left. - (Cp_{ref,gs,1} + Cp_{ref,gs,2} \cdot (\mathbf{x}_2^0 - \alpha_{comp-cond} \cdot \mathbf{x}_1^0)) \cdot (T_{sat,1} - \mathbf{x}_3^0 + T_{sat,2} \cdot (\mathbf{x}_2^0 - \alpha_{comp-cond} \cdot \mathbf{x}_1^0)) + \right. \\
& \left. + T_{sat,2} \cdot \alpha_{comp-cond} \cdot \mathbf{x}_1^0 \cdot (Cp_{ref,gs,1} + Cp_{ref,gs,2} \cdot (\mathbf{x}_2^0 - \alpha_{comp-cond} \cdot \mathbf{x}_1^0)) \right) \\
& \cdot \delta \mathbf{x}_1 + \\
& + \left(-Cp_{ref,gs,2} \cdot \mathbf{x}_1^0 \cdot (T_{sat,1} - \mathbf{x}_3^0 + T_{sat,2} \cdot (\mathbf{x}_2^0 - \alpha_{comp-cond} \cdot \mathbf{x}_1^0)) - T_{sat,2} \cdot \mathbf{x}_1^0 \right. \\
& \cdot (Cp_{ref,gs,1} + Cp_{ref,gs,2} \cdot (\mathbf{x}_2^0 - \alpha_{comp-cond} \cdot \mathbf{x}_1^0)) \cdot \delta \mathbf{x}_2 \\
& \left. + \mathbf{x}_1^0 \cdot (Cp_{ref,gs,1} + Cp_{ref,gs,2} \cdot (\mathbf{x}_2^0 - \alpha_{comp-cond} \cdot \mathbf{x}_1^0)) \cdot \delta \mathbf{x}_3 \right)
\end{aligned} \tag{B.8}$$

$$\begin{aligned}
& \delta Q_{ref,diph} \\
= & \left(h_{ref,gs,1} + h_{ref,gs,2} - \mathbf{x}_1^0 \cdot (\alpha_{comp-cond} \cdot h_{ref,gs,2} - h_{ref,ls,2} \cdot (\alpha_{cond} + \alpha_{comp-cond})) \right) \\
& \left(+ h_{ref,ls,2} \cdot (\alpha_{cond} \cdot \mathbf{x}_1^0 - \mathbf{x}_2^0 + \alpha_{comp-cond} \cdot \mathbf{x}_1^0) + h_{ref,gs,2} \cdot (\mathbf{x}_2^0 - \alpha_{comp-cond} \cdot \mathbf{x}_1^0) \right) \\
& \cdot \delta \mathbf{x}_1 + \\
& \mathbf{x}_1^0 \cdot (h_{ref,gs,2} - h_{ref,ls,2}) \cdot \delta \mathbf{x}_2
\end{aligned} \tag{B.9}$$

Enfin, il reste à définir $\delta C_{\min(\text{ref},\text{ls};\text{eau})}$ et $\delta C_{\min(\text{eau};\text{air})}$. Deux possibilités existent pour chacun de ces termes :

Pour le premier terme :

- si la capacité de l'eau est inférieure à celle du réfrigérant en phase gazeuse saturée :

$$\delta C_{\min(\text{ref},\text{ls};\text{eau})} = C p_{\text{eau},2} \cdot \dot{m}_{\text{eau}} \cdot \delta T_{\text{eau,int}} \quad (\text{B.10})$$

- si la capacité du réfrigérant est inférieure à celle de l'eau :

$$\begin{aligned} \delta C_{\min(\text{ref},\text{ls};\text{eau})} &= \left(C p_{\text{ref},\text{ls},1} - C p_{\text{ref},\text{ls},2} \cdot (\alpha_{\text{cond}} \cdot x_1^0 - x_2^0 + \alpha_{\text{comp-cond}} \cdot x_1^0) - C p_{\text{ref},\text{ls}} \right. \\ &\quad \cdot x_1^0 \cdot (\alpha_{\text{cond}} + \alpha_{\text{comp-cond}}) \left. \right) \cdot \delta x_1 + \\ &\quad + C p_{\text{ref},\text{ls},2} \cdot x_1^0 \cdot \delta x_2 \end{aligned} \quad (\text{B.11})$$

Et pour le deuxième terme :

- si la capacité de l'eau est inférieure à celle de l'air :

$$\delta C_{\min(\text{eau};\text{air})} = C p_{\text{eau},2} \cdot \dot{m}_{\text{eau}} \cdot \delta \mathbf{x}_4 \quad (\text{B.12})$$

- si la capacité de l'air est inférieure à celle de l'eau :

$$\delta C_{\min(\text{eau};\text{air})} = C p_{\text{air}} \cdot \delta \mathbf{d}_1 \quad (\text{B.13})$$

ÉTAT 5 : PRESSION DU RÉFRIGÉRANT SORTANT DU DÉTENDEUR

$$\begin{aligned}
\delta \dot{\mathbf{x}}_5 = & \\
& - \left(\frac{\alpha_{cond} + \alpha_{cond-det} + \alpha_{comp-cond}}{\tau_4} + \right. \\
& \left. + \frac{\alpha_9 \cdot \rho_{ref,ls,2} \cdot (\alpha_{cond} + \alpha_{cond-det} + \alpha_{comp-cond})}{\tau_4 \cdot \left(\frac{O_{det} \cdot \alpha_{10}}{100} + 1 \right)^2 \cdot \left(\rho_{ref,ls,1} - \rho_{ref,ls,2} \cdot (\alpha_{cond} \cdot \mathbf{x}_1^0 - \mathbf{x}_2^0 + \alpha_{cond-det} \cdot \mathbf{x}_1^0 + \alpha_{comp-cond} \cdot \mathbf{x}_1^0) \right)^2} \right) \\
& \cdot \delta \mathbf{x}_1 + \\
& + \left(\frac{(\alpha_9 \cdot \rho_{ref,ls,2})}{\tau_4 \cdot \left(\frac{O_{det} \cdot \alpha_{10}}{100} + 1 \right)^2 \cdot \left(\rho_{ref,ls,1} - \rho_{ref,ls,2} \cdot (\alpha_{cond} \cdot x_1^0 - x_2^0 + \alpha_{cond-det} \cdot x_1^0 + \alpha_{comp-cond} \cdot x_1^0) \right)^2} + \right. \\
& \left. + \frac{1}{\tau_4} \right) \\
& \cdot \delta \mathbf{x}_2 + \\
& - \frac{1}{\tau_4} \cdot \delta \mathbf{x}_5 + \frac{\alpha_{11}}{\tau_4} \cdot \delta \mathbf{d}_1 + \\
& + \frac{\alpha_{12}}{\tau_4} \cdot \delta \mathbf{d}_2 - \frac{(T_{sat,2} \cdot \alpha_9 \cdot \rho_{ref,ls,2})}{\tau_4 \cdot \left(\frac{O_{det} \cdot \alpha_{10}}{100} + 1 \right)^2 \cdot \left(\rho_{ref,ls,1} + \rho_{ref,ls,2} \cdot (T_{sat,1} + T_{sat,2} \cdot \mathbf{d}_4^0) \right)^2} \cdot \delta \mathbf{d}_4
\end{aligned}
\tag{B.14}$$

BIBLIOGRAPHIE

- ADEME. (2009, Juin 18). *11 projets dans la course aux véhicules de demain*. Consulté le Janvier 03, 2013, sur Presse / Archives / 2009: <http://www2.ademe.fr/servlet>
- Alleyne, A., Rasmussen, B., Keir, M., & Eldredge, B. (2007). Advances in Energy Systems Modeling and Control. *Proceedings of the 2007 American Control Conference*, (pp. 4363-4374). New York City, USA.
- Ansart, L. (2012, Septembre 5). *Développement de Concepts de Chauffage et Climatisation pour Véhicules Electriques*. Consulté le Septembre 6, 2012, sur Portail pour la Science de l'Ambassade de France en Allemagne: <http://www.science-allemande.fr/fr/actualites/transports/automobile/developpement-de-concepts-de-chauffage-et-climatisation-pour-vehicules-electriques/>
- ASHRAE. (2004). Standard 55-2004 Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy.
- Aueznet, E., & Clerc-Renaud, M. (2005). *Pompes à chaleur - Systèmes à compression de vapeur*. Techniques de l'Ingénieur.
- Bak, M. (2000). *Control of Systems with Constraints (PhD Thesis)*. Department of Automation, Technical University of Denmark.
- Bemporad, A. (2006). Model Predictive Control Design: New Trends and Tools. *Proceedings of the 45th IEEE Conference on Decision & Control*, (pp. 6678-6683). San Diego, CA, USA.
- Bemporad, A., Borelli, F., & Morari, M. (2000). Piecewise Linear Optimal Controllers for Hybrid Systems. *Proceedings of the American Control Conference*, (pp. 1190-1194). Chicago, IL, USA.
- Ben-Tal, A. (1980). Characterization of Pareto and Lexicographic Optimal Solutions. In G. Fandel, & T. Gal, *Multiple Criteria Decision Making Theory and Application* (pp. 1-11). Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag.
- Benvenuti, L., Balluchi, A., Bemporad, A., Di Caraino, S., Johansson, B., Johansson, R., et al. (2009). Automotive Control. Dans J. Lunze, & F. Lamnabhi-Lagarrigue, *Handbook of Hybrid Systems Control* (pp. 439-470). New York, USA: Cambridge University Press.
- Béranger, B. (2009). *Les pompes à chaleur*. Paris: Editions Eyrolles.
- BMW Group. (2012, Septembre 13). *Press Kit - BMW Group Innovation Day 2012: Efficient Dynamics*. Consulté le Décembre 18, 2012, sur PressClub Global: https://www.press.bmwgroup.com/pressclub/p/pgl/pressDetail.html?title=bmw-group-innovation-day-2012-efficient-dynamics&outputChannelId=6&id=T0131855EN&left_menu_item=node__2368
- Bontemps, A., Garrigue, A., Goubier, C., Huetz, J., Marvillet, C., Mercier, P., et al. (1995). *Echangeurs de Chaleur - Description des échangeurs*. Techniques de l'Ingénieur.
- Borelli, F. (2003). *Constrained Optimal Control of Linear and Hybrid Systems*. Berlin Heidelberg: Springer-Verlag.
- Borhan, H., Vahidi, A., Phillips, A. M., Kuang, M. L., Kolmanovsky, I. V., & Di Caraino, S. (2012). MPC-Based Energy Management of a Power-Split Hybrid Electric Vehicle. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, vol. 20, no. 3, 593-603.
- Cagienard, R., Grieder, P., Kerrigan, E. C., & Morari, M. (2007). Move Blocking Strategies in Receding Horizon Control. *Journal of Process Control*, vol. 17, no. 6, 563-570.
- Camacho, E. F. (1993). Constrained Generalized Predictive Control. *IEEE Transactions on Automatic Control*, vol. 38, no. 2, 327-332.
- Çengel, Y. A. (2002). *Heat Transfer: A Practical Approach*. Mc-Graw Hill.
- Çengel, Y. A., & Turner, R. H. (2004). *Fundamentals of Thermal-Fluid Sciences*. Mc-Graw Hill.
- Chéron, E., & Zins, M. (1997). Electric Vehicle Purchasing Intentions: The Concern over Battery Charge Duration. *Transportation Research Part A Policy and Practice*, 235-243.
- Chua, K. J., Chou, S. K., & Yang, W. M. (2010). Advances in heat pump systems : A review. *Applied Energy* 87, 3611-3624.
- Daly, S. (2006). *Automotive Air Conditioning and Climate Control Systems*. Butterworth-Heinemann.
- Doyle, J. C., Glover, K., Khargonekar, P., & Francis, B. (1989). State-space solutions to standard H₂ and H_∞ control problems. *IEEE Transactions on Automatic Control* vol 34., 831-847.
- Doyle, J., Francis, B., & Tannenbaum, A. (1992). *Feedback Control Theory*. New York: Macmillan Publishing Co.
- Duc, G. (2003). *Commande robuste multivariable (polycopié Supélec)*.
- Ekren, O., Sahin, S., & Isler, Y. (2010). Comparison of different controllers for variable speed compressor and electronic expansion valve. *International Journal of Refrigeration* 33 , 1161-1168.

Bibliographie

- Eldredge, B. D., & Alleyne, A. G. (2006). *Improving the Accuracy and Scope of Control-Oriented Vapor Compression Cycle System Models (MSc Thesis)*. University of Illinois at Urbana-Champaign.
- Elliott, M. S., & Rasmussen, B. (2008). Model-Based Predictive Control of a Multi-Evaporator Vapor Compression Cooling Cycle. *American Control Conference*, (pp. 1463-1468). Seattle, Washington, USA.
- Engell, S., Lohmann, S., Moor, T., de Prada, C., Raisch, J., Sarabia, D., et al. (2009). Industrial controls. Dans J. Lunze, & F. Lamnabhi-Lagarigue, *Handbook of Hybrid Systems Control* (pp. 406-437). New York: Cambridge University Press.
- Fallahsohi, H., Changenet, C., Placé, S., Ligeret, C., & Lin-Shi, X. (2010). Predictive functional control of an expansion valve for minimizing the superheat of an evaporator. *International Journal of Refrigeration* 33, 409-418.
- Fanger, P. O. (1970). *Thermal Comfort*. Copenhagen: Danish Technical Press.
- Font, S. (1995). *Methodologie pour Prendre en Compte la Robustesse des Systèmes Asservis : Optimisation H^∞ et Approche Symbolique de la Forme Standard (PhD Thesis)*. Supélec Paris-Sud.
- Gagneur, L., Forgez, C., & Driemeyer Franco, A. L. (2013). Lithium-Ion state of charge observer with open circuit voltage hysteresis model. *15th Conference on Power Electronics and Applications*. Lille, France.
- Gahinet, P., & Apkarian, P. (1994). A linear matrix inequality approach to H^∞ -control. *International Journal of Robust and Nonlinear control* 4, 421-448.
- Godoy, E., Beauvois, D., Boucher, P., Buisson, J., Davous, M.-E., Demerlé, M., et al. (2007). *Régulation Industrielle*. Paris: Dunod.
- Granato, G. B. (2012). *Optimisation de Lois de Gestion Energétiques des Véhicules Hybrides (PhD Thesis)*.
- Guergova, S., & Dufour, A. (2010). Thermal sensitivity in the elderly: A review. *Ageing Research Reviews*, 80-92.
- Gueymard, C. A. (2004). The sun's total and spectral irradiance for solar energy applications and solar radiation models. *Solar Energy* 76, 423-453.
- Halvgaard, R., Poulsen, N. K., Madsen, H., Jørgensen, J. B., & Marra, F. (2012). Electric Vehicle Charge Planning using Economic Model Predictive Control. *Proceedings of the 2012 IEEE International Electric Vehicle Conference*, (pp. 102-107). Greenville, SC, USA.
- He, X.-D. (1996). *Dynamic Modeling and Multivariable Control of Vapor Compression Cycles in Air Conditioning Systems (PhD Thesis)*. Massachusetts Institute of Technology.
- Hepbasli, A., & Kalinci, Y. (2009). A review of heat pump water heating systems. *Renewable and Sustainable Energy Review* 13, 1211-1229.
- Hosoz, M., & Ertune, H. (2006). Artificial neural network analysis of an automobile air conditioning system. *Energy Conversion & Management* 47, 1574-1587.
- Incropera, F. P., & DeWitt, D. P. (1996). *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. USA: John Wiley & Sons.
- Kalman, R. E. (1960). Contributions to the theory of optimal control. *Bol. Soc. Mat. Mexicana* 5.2, 102-119.
- Karlsson, F., & Fahlén, P. (2008). Impact of design and thermal inertia of the energy saving potential of capacity controlled heat pump heating systems. *International Journal of Refrigeration Vol. 31, Issue 6*, 1094-1103.
- Kinab, E., Marchio, D., Rivière, P., & Zoughaib, A. (2010). Reversible heat pump model for seasonal performance optimization. *Energy and Buildings* 42, 2269-2280.
- Kvasnica, M., Grieder, P., Baotić, M., & Morari, M. (2004). Multi-Parametric Toolbox (MPT). *Lecture Notes in Computer Science (Hybrid Systems: Computation and Control)*, vol. 2993, 448-462.
- Kwon, C., Lee, C. W., Foster, L., Kwon, J., & Shin, Y. (2012). Development of an Energy-Saving Occupied-Zone HVAC System (OZ HVAC). *SAE Technical Paper*, Paper Number 2012-01-0320.
- Larminie, J., & Lowry, J. (2012). *Electric Vehicle Technology Explained*. West Sussex, United Kingdom: John Wiley & Sons Ltd.
- Leducq, D., Guilpart, J., & Trystram, G. (2003). Low Order Dynamic Model of a Vapor Compression Cycle for Process Control Design. *Journal of Food Process Engineering* 26, 67-91.
- Leducq, D., Guilpart, J., & Trystram, G. (2006). Non-linear predictive control of a vapour compression cycle. *International Journal of Refrigeration*, 761-772.
- Lee, C. K. (2006). *Global Optimization of Hybrid Systems (PhD Thesis)*. Massachusetts Institute of Technology. Dept. of Chemical Engineering.
- Li, B., & Alleyne, A. G. (2009). A Full Dynamic Model of HVAC Vapor Compression Cycle Interacting with a Dynamic Environment. *American Control Conference*, (pp. 3662-3668). St. Louis, Missouri, USA.
- Lin, J.-L., & Yeh, T.-J. (2007). Modeling, identification and control of air-conditioning systems. *International Journal of Refrigeration* 30, 209-220.

Bibliographie

- Liu, G. P., Yang, J. B., & Whidborne, J. F. (2001). *Multiobjective optimisation and control*. Hertfordshire, England: Research Studies Press Ltd.
- Lundström, P., Skogestad, S., & Wang, Z.-Q. (1991). Performance weight selection for H-infinity and μ -control methods. *Transactions of the Institute of Measurement and Control* vol. 13 no. 5, 241-252.
- Mackenroth, U. (2004). *Robust Control Systems: Theory and Case Studies*. Springer.
- McDowall, R. (2006). *Fundamentals of HVAC Systems*. Academic Press.
- McLin, R. (2012, 12). *A guide to effectively executing compressor control retrofits*. Consulté le 12 2012, sur InTech - Process Automation: <http://www.isa.org/InTechTemplate.cfm?Section=Features3&template=/ContentManagement/ContentDisplay.cfm&ContentID=91330>
- Mezrhab, A., & Bouzidi, M. (2006). Computation of thermal comfort inside a passenger car compartment. *Applied Thermal Engineering* 26, 1697-1704.
- Mingrino, F., & Rivalta, G. T. (1995). An Automatic Climate Control Based on the Concept of Equivalent Temperature. *SAE Technical Paper Series 950022*. Michigan, USA.
- Morari, M., Beccuti, A. G., Mariéthoz, S., & Papafotiou, G. (2009). Energy management. Dans J. Lunze, & F. Lamnabhi-Lagarigue, *Handbook of Hybrid Systems Control* (pp. 377-404). New York: Cambridge University Press.
- Morosan, P. D., Bourdais, R., Dumur, D., & Buisson, J. (2010). Building temperature regulation using a distributed model predictive control. *Energy and Buildings*, vol. 42, no. 9, 1445-1452.
- Mosquet, X., & Gerrits, M. (2011). *Powering Autos to 2020: The Era of the Electric Car?* Detroit, USA: The Boston Consulting Group.
- Navarro-Esbri, J., Ginestar, D., Belman, J. M., Milian, V., & Verdu, G. (2010). Application of a lumped model for predicting energy performance of a variable-speed vapour compression system. *Applied Thermal Engineering* 30, 286-294.
- NOAA - National Oceanic and Atmospheric Administration. (2004, Novembre 2). *Regional Climate Maps: Europe*. Consulté le Mai 25, 2013, sur Climate Prediction Center: http://www.cpc.ncep.noaa.gov/products/analysis_monitoring/regional_monitoring/europe.shtml
- Olaru, S., Dumur, D., Thomas, J., & Zainea, M. (2008). Predictive control for hybrid systems. Implications of polyhedral pre-computations. *Nonlinear Analysis: Hybrid Systems*, vol. 2, no. 2, 510-531.
- Petit, N. (2013, Février 4). Model-based control of automotive engines and after-treatment devices. *2013 IFAC Joint conference in Grenoble (Plenary Presentation)*. Grenoble.
- Raman, R., & Grossmann, I. E. (1991). Relation between MILP Modelling and Logical Inference for Chemical Process Synthesis. *Computers chem. Engng.*, Vol. 15, No. 2, 73-84.
- Rasmussen, B. (2005). *Dynamic Modeling and Advanced Control of Air Conditioning and Refrigeration Systems (PhD Thesis)*. University of Illinois at Urbana-Champaign.
- Rasmussen, B., & Alleyne, A. G. (2005). Model-Driven System Identification of Transcritical Vapor Compression Systems. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, Vol 13, 444-451.
- Rathore, M. M., & Kapuno Jr., R. R. (2011). *Engineering Heat Transfer*. USA: Jones & Bartlett Learning, LCC.
- Ratts, E. B., & Brown, J. S. (2000). An experimental analysis of cycling in an automotive air conditioning system. *Applied Thermal Engineering* 20, 1039-1058.
- Renault. (2012). *Electric Vehicles*. Consulté le Décembre 28, 2012, sur Renault Z.E.: <http://www.renault-ze.com/en-gb/>
- Robert Bosch GmbH. (2004). *Mémento de Technologie Automobile*.
- Saiz Jabardo, J. M., Gonzales Mamani, W., & Ianella, M. R. (2002). Modeling and experimental evaluation of an automotive air conditioning system with a variable capacity compressor. *International Journal of Refrigeration* 25, 1157-1172.
- Shah, R. K., & Sekulic, D. P. (2003). *Fundamentals of Heat Exchanger Design*. New Jersey: John Wiley & Sons, Inc.
- Simões-Moreira, J. R., & Bullard, C. W. (2003). Pressure drop and flashing mechanisms in refrigerant expansion devices. *International Journal of Refrigeration* 26, 840-848.
- Tanaka, K., & Higashi, Y. (2010). Thermodynamic properties of HFO-1234yf (2,3,3,3-tetrafluoropropene). *International Journal of Refrigeration*, vol 33, 474-479.
- Technische Universität München. (2009, Septembre). *Energy-efficient thermal management of electric vehicles*. Consulté le Novembre 2011, sur Lehrstuhl für Thermodynamik: http://www.td.mw.tum.de/tum-td/de/forschung/themen/thermal_management_of_electric_vehicles

Bibliographie

- Wang, S. K. (2001). *Handbook of Air Conditioning and Refrigeration*. USA: McGraw-Hill.
- Wu, C. (2004). *Thermodynamic Cycles : Computer-Aided Design and Optimization*. Maryland, USA: Marcel Dekker, Inc.
- Yeh, T.-J., Chen, Y.-H., & Lin, J.-L. (2009). Control of air-conditioning systems in heating mode to enhance transient performance and steady-state efficiency. *Energy and Buildings* 41, 1391-1400.
- Zhang, H., Dai, L., Xu, G., Li, Y., Chen, W., & Tao, W.-Q. (2009). Studies of air-flow and temperature fields inside a passenger compartment for improving thermal comfort and saving energy. Part I: Test/numerical model and validation. *Applied Thermal Engineering* 29, 2022-2027.
- Zhou, K., Doyle, J. C., & Glover, K. (1996). *Robust and Optimal Control*. Prentice-Hall.

RÉSUMÉ :

Les travaux menés dans cette thèse sont liés à la commande et supervision d'actionneurs thermiques pour des véhicules électrifiés. Plus particulièrement, dans cette thèse nous développons des structures de supervision permettant de définir des consignes optimales pour les actionneurs – thermistances et pompe à chaleur – ainsi que des stratégies de commande appropriées pour le pilotage de la pompe à chaleur.

Pour répondre à ces objectifs, plusieurs étapes ont été réalisées :

- Modélisation orientée commande d'une pompe à chaleur réversible, des thermistances, et de l'environnement permettant de les lier à l'intérieur de l'habitacle. Des modèles physiques, simplifiés mais non-linéaires, ont été définis et intégrés dans une plateforme du type Model-in-the-Loop (MIL) pour permettre a posteriori la validation des stratégies de commande et d'optimisation. L'identification et la validation de ces modèles ont été réalisées à partir de diverses campagnes d'essai sur un banc et sur un véhicule prototype. L'adaptabilité de ces modèles à d'autres systèmes similaires a été analysée de façon à permettre leur réutilisation.
- Commande d'une pompe à chaleur. La linéarisation du modèle de pompe à chaleur autour de certains points de fonctionnement a permis le développement de la commande du compresseur électrique correspondant à l'actionneur principal. La structure de commande proposée permet de prendre en compte, en boucle fermée, des contraintes d'état et d'entrée du système. Les performances de cette structure ont été analysées en considérant successivement des régulateurs principaux de type PI et H_{∞} . Enfin, des algorithmes réalisant le pilotage d'un actionneur secondaire (GMV) du système ont été également proposés.
- Optimisation des actionneurs thermiques. Malgré l'efficacité des pompes à chaleur, l'utilisation de thermistances présente des avantages en termes de réduction de la consommation énergétique et/ou du maintien de la puissance thermique demandée dans des conditions aux limites de fonctionnement. Le problème d'optimisation, de nature hybride, a été résolu en deux temps : des solutions hors-ligne ont été obtenues par résolution d'un problème mixte en nombre entier avec modèle prédictif, puis utilisées pour déduire des stratégies embarquables sur le véhicule.

Un soin particulier a été donné pour assurer l'applicabilité, dans le milieu industriel, de l'ensemble des outils techniques et des algorithmes proposés et/ou utilisés dans cette thèse.

Mots-clés : pompe à chaleur, modélisation et commande des systèmes à compression de vapeur, commande des systèmes avec contraintes, commande Hinfini, programmation mixte en nombre entier, optimisation des systèmes hybrides

SUMMARY:

The scope of this PhD is defined as the control and supervision of thermal actuators for electrified vehicles. More specifically, through this thesis we develop some strategies to define the optimal set points for actuators – thermistors and heat pump – as well as an adequate control strategy for the heat pump. To this extent, different steps were carried out:

- Control-oriented modeling of a reversible heat pump, thermistors, and the environment connecting these elements to the interior of the car's cabin. Simplified but non-linear physical models were defined and used to build a Model-in-the-Loop (MIL) platform, which would later be considered for the validation of the control and optimization strategies. The identification and validation processes of these models were performed by using different tests from a test bed and a prototype vehicle. The adaptability of these models to other similar systems is discussed to allow their reutilization.
- Control of a heat pump. The linearization of the heat pump model around some operating points was used to develop the control of the electric compressor, being the main actuator. The proposed control structure takes into account, in closed loop, input and state constraints. The performance of the structure was analyzed by using main controllers of PI and H_{∞} type. Lastly, some control algorithms were also proposed to control a second actuator of the system.
- Thermal actuators optimization. Despite the high efficiency of the heat pump, the use of thermistors can be advantageous both for reducing the energetic consumption and/or to ensure the thermal power requests in extreme conditions. The optimization problem, of hybrid nature, was carried out in two steps: offline solutions were firstly obtained solving a mixed-integer problem with predictive model, then used to derive some strategies that could be embedded in the vehicle.

Special attention has been given to ensure that the techniques and algorithms proposed and/or used in this PhD thesis can be easily implemented in an industrial environment.

Keywords: heat pump, vapor-compression systems modeling and control, control of constrained systems, Hinfinit control, mixed-integer programming, hybrid systems optimization